

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Kristina KILIKEVIČIENĖ

ŽEMAGRINDŽIO AUTOBUSO PAKABOS IR KĖBULO DINAMINĖS SISTEMOS TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (03T)



LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2015

Disertacija rengta 2011–2015 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Vadovas

doc. dr. Robertas PEČELIŪNAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Vilniaus Gedimino technikos universiteto Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Pirmininkas

prof. habil. dr. Henrikas SIVILEVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Nariai:

prof. dr. Žilvinas BAZARAS (Kauno technologijos universitetas, transporto inžinerija – 03T),

prof. habil. dr. Andrii BIELIATYNSKYI (Nacionalinis aviacijos universitetas, Ukraina, transporto inžinerija – 03T),

prof. dr. Alfredas LAURINAVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T),

doc. dr. Gediminas PUPINIS (Aleksandro Stulginskio universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2016 m. sausio 28 d. 14 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto senato posėdžių salėje.

Adresas: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lietuva.

Tel.: (8 5) 274 4956; faksas (8 5) 270 0112; el. paštas doktor@vgtu.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2015 m. gruodžio 23 d.

Disertaciją galima peržiūrėti VGTU talpykloje <http://dspace.vgtu.lt/>, Vilniaus Gedimino technikos universiteto (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva), Aleksandro Stulginskio universiteto (Studentų g. 11, LT-53361 Akademija, Kauno r.) ir Klaipėdos universiteto (K. Donelaičio g. 3, LT-92144 Klaipėda, Lietuva) bibliotekose.

VGTU leidyklos TECHNIKA 2357-M mokslo literatūros knyga

<http://leidykla.vgtu.lt>

ISBN 978-609-457-874-8

© VGTU leidykla TECHNIKA, 2015

© Kristina Kilikevičienė, 2015

Kristina.Kilikeviciene@vgtu.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Kristina KILIKEVIČIENĖ

RESEARCH OF THE DYNAMIC SYSTEM OF THE LOW-FLOOR BUS SUSPENSION AND BODY

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (03T)



LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2015

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2011–2015.

Supervisor

Assoc. Prof. Dr Robertas PEČELIŪNAS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

The Dissertation Defence Council of Scientific Field of Transport Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

Chairman

Prof. Dr Habil. Henrikas SIVILEVIČIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

Members:

Prof. Dr Žilvinas BAZARAS (Kaunas University of Technology, Transport Engineering – 03T),

Prof. Dr Habil. Andrii BIELIATYNSKYI (National Aviation University, Ukraine, Transport Engineering – 03T),

Prof. Dr Alfredas LAURINAVIČIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T),

Assoc. Prof. Dr Gediminas PUPINIS (Aleksandras Stulginskis University, Transport Engineering – 03T).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of Transport Engineering in the Senate Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **2 p. m. on 28 January 2016.**

Address: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lithuania.

Tel.: +370 5 274 4956; fax +370 5 270 0112; e-mail: doktor@vgtu.lt

A notification on the intend defending of the dissertation was send on 23 December 2015.

A copy of the doctoral dissertation is available for review at VGTU repository <http://dspace.vgtu.lt/>, at the Libraries of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania), Aleksandras Stulginskis University (Studentų g. 11, LT-53361 Akademija, Kauno r.) and Klaipėda University (K. Donelaičio g. 3, LT-92144 Klaipėda, Lithuania).

Reziumė

Miesto autobusų važiavimo saugumo ir komforto poreikiams didelę įtaką turi virpesiai, jų poveikis. Norint įvertinti virpesių įtaką miesto autobusui, reikia išspręsti daug naujų mokslinių ir techninių uždavinių. Disertacijoje pagrindinis dėmesys skirtas įvertinti žemagrindžių miesto autobusų dinaminių parametų kitimą, įvertinus darbinės būklės kitimą, ir pateikti rekomendacijas tolesniam miesto autobusų eksploatavimui bei projektavimui.

Darbe sprendžiami keli pagrindiniai uždaviniai: autobuso dinaminių ir matematinių modelių sudarymas; virpesių įtakos žemagrindžių miesto autobusų darbo kokybei ir komfortui nustatymas; eksperimentinės kėbulo modalinės analizės tyrimo metodo sudarymas; autobuso vibracinių signalų parametų kovariacinio modelio sudarymas.

Disertaciją sudaro įvadas, trys skyriai ir bendrosios išvados.

Įvadiniamе skyriuje aptariama tiriamoji problema, darbo aktualumas, aprašomas tyrimų objektas, formuluojamas darbo tikslas bei uždaviniai, aprašoma tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, darbo rezultatų praktinė reikšmė, ginamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pristatomos disertacijos tema autoriaus paskelbtos publikacijos ir pranešimai konferencijose bei disertacijos struktūra.

Pirmasis skyrius skirtas mokslinės literatūros apžvalgai. Jame analizuojami važiavimo kokybės – komforto kokybinių parametų įvertinimai. Skyriaus pabaigoje formuluojamos išvados ir tikslinami disertacijos uždaviniai.

Antrajame skyriuje pateikti nagrinėjamos sistemos dinaminis ir matematinis modeliai bei atliktas tiriamos sistemos modeliavimas.

Trečiajame skyriuje eksperimentiškai tiriami žemagrindžio miesto autobuso pakabos ir rėmo virpesiai, įvertinant darbinės būklės kitimą. Skyriuje atlikta žemagrindžio autobuso kėbulo eksperimentinė modalinė analizė bei sudarytas autobuso reikšmingų taškų vibracinių signalų parametų kovariacinis modelis.

Disertacijos tema paskelbti 4 straipsniai: vienas – žurnale, įtrauktame į Thomson ISI sąrašą, trys – Index Copernicus duomenų bazėje cituojamuose žurnaluose. Disertacijos tema perskaityti 5 pranešimai Lietuvos bei kitų šalių konferencijose.

Abstract

When increasing bus driving safety and comfort needs vibrations and their impact have growing influence. A number of new scientific and technical tasks must be resolved to evaluate the impact of vibrations for a city bus. The dissertation focuses on a composite assessment of the changes of dynamic characteristics of urban low-floor bus together evaluating the changes of operating conditions and then provide with recommendations for urban bus design.

The thesis addresses to a number of key tasks: detection of the impact of vibrations for the work quality – comfort of urban low-floor bus; composition of dynamic and mathematical models of the bus; performance of experimental modal analysis; composition of covariance model of the parameters of vibrational signal.

The dissertation consists of Introduction, 3 chapters, and general conclusions.

The introduction reveals the investigated problem, importance of the thesis and the object of research and describes the purpose and tasks of the thesis, research methodology, scientific novelty, the practical significance of results examined in the thesis and defended statements. The introduction ends in presenting the author's publications on the subject of the dissertation, offering the material of made presentations in conferences and defining the structure of the dissertation.

Chapter 1 revises the used literature. It analyzes the ride quality – comfort evaluations. Conclusions are drawn and the tasks of the dissertation are reconsidered at the end of the chapter.

Chapter 2 introduces with analyzed dynamic and mathematical models as well as performed test system modelling.

Chapter 3 experimentally investigates vibrations of environment and elements of urban low-floor bus. Furthermore, low-floor bus experimental modal analysis is performed and covariance model of vibrational signal parameters of significant bus points is designed in this chapter.

4 articles focusing on the subject of the discussed dissertation are published: one article – in the Thomson ISI database, three – in the journals quoted in Index Copernicus data base. 5 presentations on the subject have been given in conferences at national and international level.

Žymėjimai

Simboliai

a – pagreitis;

a_w – vidutinė kvadratinė reikšmė;

c – slopinimo koeficientas;

δ – logaritminis dekrementas;

F – jėga;

f – neslopinamas savasis dažnis;

f_d – slopinamas savasis dažnis;

$\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ – sukimosi kampas, kampinis greitis, kampinis pagreitis;

q, \dot{q}, \ddot{q} – apibendrinta koordinatė, apibendrintos koordinatės pirmoji išvestinė ir apibendrintos koordinatės antroji išvestinė;

Q_i – išorinio žadinimo jėga;

h – slopinimo koeficientas;

H – dažninė atsako funkcija;

I – inercijos momentas;

k – standumo koeficientas;

K_φ – kovariacinė funkcija;

L – atstumas;

m – masė;

r – koreliacijos koeficientas;

S_x – standartinis nuokrypis;

S_Z – kelio profilio nelygumų spektrinis tankis;

τ – kintantis kvantavimo intervalas;

T, II, Φ – sistemos kinetinė, potencinė energijos ir disipacinė funkcija;

u – virpesių parametras;

z, \dot{z}, \ddot{z} – poslinkis, greitis, pagreitis.

Santrumpos

BEM – baigtinių elementų metodas;

DOF – laisvės laipsnis (angl. Degree of Freedom);

FFT – sparčioji Furjė transformacija (angl. fast Fourier transform)

RMS – vidutinė kvadratinė reikšmė (angl. root mean square);

OMA – operacinė modalinė analizė;

PIMOT – Automobilių pramonės institutas (lenk. Przemysłowy Instytut Motoryzacji);

UAB – uždaroji akcinė bendrovė.

Sąvokos

Kėbulas – autobuso dėžė keleiviams vežti, atitinkanti autobuso paskirtį ir eismo saugumo reikalavimus. Autobusų kėbulas yra karkasinis, kurį sudaro standžiai sujungti išilginiai ir skersiniai metaliniai strypai.

Keleivis – asmuo, kuris nėra vairuotojas arba ekipažo narys (JT EEK taisyklė 107).

Modalinė analizė – tai procesas, kurio metu konstrukcija charakterizuojama modaliniais parametrais: modos savasis dažnis, modos slopinimo koeficientas ir modos forma.

Pakaba – transporto priemonės mechanizmai ir tarpieji elementai, jungiantys mašinos atramines dalis (ratus) su rėmu, mažinantys dinamines apkrovas, atsirandančias dėl kelio nelygumų, perduodantys jėgas ir momentus, veikiančius tarp rato ir rėmo.

Ramybės būseną – kai autobusas nebuvo veikiamas jokių išorinių poveikių, t. y. nebuvo užvestas variklis ir nebuvo priverstinio smūginio žadinimo.

Žemagrindis autobusas – transporto priemonė, kurioje ne mažiau kaip 35 proc. ploto skirta stovintiems keleiviams. Šis plotas yra be laiptų ir iš jo galima prieiti bent prie vieno tarnybinių durų (JT EEK taisyklė 107).

Turinys

IVADAS.....	1
Problemos formulavimas.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas.....	3
Darbo tikslas.....	3
Darbo uždaviniai	3
Tyrimų metodika	4
Darbo mokslinis naujumas	5
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	5
Ginamieji teiginiai	6
Darbo rezultatų aprobavimas.....	6
Disertacijos struktūra.....	6
 1. TRANSPORTO PRIEMONIŲ KONSTRUKCINIŲ ELEMENTŲ DINAMINIŲ PROCESŲ EKSPERIMENTINIŲ BEI SKAIČIUOJAMŲJŲ METODŲ ANALIZĖ	 7
1.1. Transporto priemonių eksploatavimo kokybė ir ją apibūdinantys veiksniai	7
1.2. Konstrukcinių elementų dinaminių parametrų nustatymo analitinių modelių apžvalga	20
1.3. Transporto priemonės konstrukcijos dinamikos analizė.....	22
1.4. Modalinė analizė	20
1.5. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas.....	33

2. ŽEMAGRINDŽIO AUTOBUSO ANALITINIAI DINAMINIAI TYRIMAI	35
2.1. Žemagrindis autobusas	35
2.2. Miesto autobusų modelis išilginiame pjūvyje	37
2.3. Autobuso sistemos modeliavimas	44
2.4. Vibracinių signalų parametrų kovariacinis modelis	57
2.5. Antrojo skyriaus išvados	59
3. EKSPERIMENTINIAI ŽEMAGRINDŽIO AUTOBUSO PAKABOS IR KĖBULO TYRIMAI	61
3.1. Eksperimentiniai žemagrindžio autobuso konstrukcijos tyrimai	62
3.2. Žemagrindžio autobuso mechaninės konstrukcijos modalinė analizė	81
3.3. Žemagrindžio autobuso konstrukcijos taškų vibracinių signalų parametrų analizė	88
3.4. Trečiojo skyriaus išvados	101
BENDROSIOS IŠVADOS	103
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	105
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	119
SUMMARY IN ENGLISH	121
PRIEDAI ¹	137
A priedas. Apžvalginės ir analitinės dalių papildoma informacija: amortizatorių tyrimai, modeliavimo rezultatai	138
B priedas. Eksperimentinės dalies papildoma informacija	199
C priedas. Bendra autorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje	225
D priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos	235

¹ Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje

Contents

INTRODUCTION.....	1
Formulation of the problem	1
Relevance of the thesis	2
The object of research	3
The aim of the thesis	3
The objectives of the thesis	3
The research methodology	4
Scientific novelty of the thesis	5
Practical value of the research findings.....	5
Defended statments	6
Approval of the research findings	6
The structure of the thesis	6
1. THE ANALYSIS OF EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL METHODS OF DYNAMIC PROCESSES OF VEHICLE CONSTRUCTION ELEMENTS	7
1.1. The Quality of Operation of Vehicles and Quality describe Factors.....	7
1.2. The Overview of Analytical Models for Determining Dynamic Parameters of Structural Elements.....	20
1.3. The Dynamics Analysis of Vehicle Structure	22
1.4. Modal Analysis	20
1.5. Conclusions of the First Chapter and Formulation of the Tasks of the Thesis ..	33

2. THE ANALYTICAL RESEARCH OF LOW-FLOOR BUS DYNAMICS	35
2.1. Low-floor Bus	35
2.2. Dynamic model of Low-floor Bus	37
2.3. Simulation rezults of Low-floor Bus systems	44
2.4. The covariation model of vibrational signals parameters	57
2.5. Conclusions of the Second Chapter	59
3. THE EXPERIMENTAL RESEARCH OF LOW-FLOOR BUS SUSPENSION AND BODY	61
3.1. The Experimental Research of Construction of low-floor Bus	62
3.2. Modal analisys of Construction of low-floor Bus	81
3.3. The Analysis of Vibrational Signals Parameter of Low-floor bus Construction Points	88
3.4. Conclusions of the Third Chapter.....	101
GENERAL CONCLUSIONS	103
REFERENCES	105
LIST OF SCIENTIFIC PUBLICATIONS BY THE AUTHOR ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION	119
SUMMARY IN ENGLISH.....	121
ANNEXES ¹	137
Annex A. The Additional Information of Overview and Analytical parts: damper research; simulation rezults	138
Annex B. The Additional Information of Experimental part.....	199
Annex C. The Agreements of Co-Authors to Present Publications for the Dissertation Defence.....	225
Annex D. The Copies of Authors Scientific Publications on the Subject of Dissertation.....	235

¹ The annexes are supplied in the enclosed compact disc

Įvadas

Problemos formulavimas

Žemagrindžio autobuso virpesiai kinta jo eksploatacijos metu. Eksploatacijos metu transporto priemonės virpesiai perduodami vairuotojui ir keleiviui labai priklauso nuo transporto priemonės konstrukcijos bei atitinkamai susiję su vertikaliu ir sukamuoju amortizuojamos ir neamortizuojamos masės judesiu. Darbe nagrinėjami pagrindinių autobuso konstrukcijos elementų (pakabos, rėmo, amortizatorių ir oro pagalvių) dinaminiai parametrai. Eksploatacijos metu, esant netinkamai suderintiems ar parinktiems autobuso konstrukcijos elementams, gaunamas aukštas virpesių amplitudžių lygis, kuris perduodamas vairuotojui ir keleiviui. Kiekvienas pakabos elementas arba elementų sistema skirta mažinti tam tikro dažnio ir krypties virpesius. Todėl tiksliai suderintos pakabos elementų – amortizatorių ir oro pagalvių elastinės-dinaminės savybės užtikrina mažesnių virpesių amplitudžių lygį.

Atsižvelgiant į problematiką, kuri kyla dėl prieš tai aprašytų dinaminių poveikių autobuso konstrukcijai, keleiviui ir vairuotojui, būtina įvertinti žemagrindžio autobuso dinamines savybes. Norint jas įvertinti, reikia sukurti autobuso mechaninės sistemos pavojingų veiksnių, atsirandančių dėl vidinių ir išorinių sistemą žadinančių veiksnių, nustatymo tyrimo metodiką bei ištirti tų veiksnių įtaką autobuso pakabos ir kėbulo konstrukcijai.

Darbe pagrindinis dėmesys skiriamas vidinių ir išorinių autobuso sistemą žadinančių veiksnių įtakos komfortiškumui ir autobuso sistemos dinaminiams parametrams (virpamiesiems dydžiams) nustatymui. Komfortas apibrėžiamas konstrukcijos taškų virpesių amplitudėmis bei dažnių juostoje pasireiškiančiomis amplitudžių reikšmėmis. Variklio veikimas priimamas kaip vidinis sistemą žadinantis veiksnys, o važiavimo metu kylantys žadinimai bei smūginis žadinimas – kaip išorinis. Nustatant autobuso rėmo modalinius parametrus nevertinama autobuso dinamika važiavimo metu, nes modaliniams parametrams nustatyti užtenka smūginio žadinimo. Sistemą žadinančių veiksnių, kurie pasireiškia tiriamosios sistemos dinaminiais parametrais (virpamaisiais dydžiais), matavimai plačiai taikomi įvertinant ir kontroliuojant įvairių sistemų, mašinų ar agregatų būklę. Matuojamojo parametro stebėjimas ir pokyčių laike vertinimas, imantis atitinkamų veiksmų pagal gautus rezultatus, padeda įvertinti ir pašalinti sistemos problemų šaltinius. Taip pat gerinti naujai kuriamų sistemų konstrukcijas su optimizuotais dinaminiais parametrais.

Disertacijoje sudarytas žemagrindžio autobuso analitinis modelis, kuris reikalingas norint išsiaiškinti miesto autobuso konstrukcijos savybes. Modelyje naudojami tiesiniai ir netiesiniai koeficientai nustatyti atliekant eksperimentinius bandymus.

Darbe atlikti eksperimentiniai autobuso tyrimai: reikšmingų autobuso konstrukcijos taškų virpesių matavimai bei atlikta kėbulo eksperimentinė modalinė analizė. Reikšmingų autobuso konstrukcijos taškų virpesių matavimai leidžia įvertinti žemagrindžių autobusų dinaminius parametrus bei jų įtaką konstrukcijai ir komfortiškumui. Eksperimentinės modalinės analizės metu nustatyti tiriamos sistemos modaliniai parametrai (modos savasis dažnis, modos slopinimo koeficientas ir modos forma). Gautos modų formos leidžia matyti kėbulo linijinius ir kampinius poslinkius. Pagal tai galima įvertinti santykinius poslinkius tarp reikšmingų autobuso kėbulo taškų bei galima nustatyti labiausiai apkrautas konstrukcijos vietas ir numatyti prielaidas deformacijų, kurios sukelia pavojingus autobuso judesius, mažinimui. Darbe sudarytas žemagrindžio autobuso reikšmingų taškų eksperimentinių vibracinių signalų parametrų kovariacinis modelis, kuris įgalina nustatyti koreliacijos kaitą tarp vibracinių signalų parametrų.

Darbo aktualumas

Autobusų dinaminiams parametrams didelę įtaką turi virpesiai, jų poveikis. Reikia žinoti, kaip išvengti virpesių žalos, rezonanso efekto kuriamose sistemose. Atliekant virpesių matematinę analizę susiduriama su sudėtingo tiriamos sistemos analitinio modelio sudarymo bei reikalingų skaičiavimams koeficientų nu-

statymo problemomis. Tam reikia atlikti kruopščią žemagrindžių autobusų sistemų arba panašios sandaros transporto sistemų analizę, nes daugumą skaičiavimuose naudojamų dydžių galima rasti tik atlikus eksperimentinius matavimus. Darbe sudarytas autobuso dinaminis modelis leidžia įvertinti amortizatorių slopinimo charakteristikas ir autobuso apkrovimo įtaką autobuso konstrukcijos virpesiams ir komfortiškumui. Remiantis atlikta autobusų sistemų ir jų komponentų analize ir siekiant pagrįsti naujai kuriamų miesto autobusų sistemų techninius ir technologinius sprendimus, darbe pagrindinis dėmesys skirtas ištirti miesto autobusų sistemų dinamines savybes bei jų atsiradimo priežastis. Darbe atlikta žemagrindžio autobuso kėbulo modalinė analizė leidžia įvertinti modalinius kėbulo parametrus (modų savuosius dažnius, modų slopinimo koeficientus ir modų formas), kuriais remiantis galima prognozuoti panašaus tipo transporto priemonių analogiškus parametrus. Modalinių parametų dėka galima įvertinti, nagrinėti ir suprasti rezonansinių dažnių (modų) poveikį tiriamajai struktūrai (objektui). Be to, modalinės analizės rezultatai vėliau gali būti naudojami atskirų problemų (susijusių su konkrečia moda) sprendimui. Darbe sukurtas žemagrindžio autobuso pakabos ir rėmo taškų virpesių parametų analizės metodas, kurio pagrindą sudaro miesto autobuso vibracinių signalų parametų kovariacinis modelis, kurį naudojant nustatyta koreliacijos kaita tarp autobuso rėmo ir pakabos reikšmingų taškų vibracinių signalų parametų.

Tyrimų objektas

Tyrimų objektas – žemagrindis autobusas kaip netiesinė dinaminė sistema.

Darbo tikslas

Šio darbo tikslas – panaudojant analitinius, statistinio vertinimo, matematinio modeliavimo ir eksperimentinių duomenų analizės metodus, nustatyti žemagrindžių autobusų dinامينius parametrus ir įvertinti jų įtaką konstrukcijai bei komfortiškumui.

Darbo uždaviniai

Įgyvendinant disertacijos tyrimų tikslą buvo suformuoti ir nuosekliai sprendžiami šie uždaviniai:

1. Įvertinus pasaulinę patirtį ir atliktus mokslinius tyrimus šioje srityje, suformuluoti darbo problematiką, tyrimo tikslą ir metodus.

2. Sudaryti žemagrindžio autobuso dinامينius ir matematinius modelius, atlikti sistemos modeliavimą, remiantis eksperimentiškai surastomis netiesinėmis amortizatorių slopinimo charakteristikomis, ir įvertinti važiavimo parametrų įtaką komfortiškumui. Atlikti modeliavimo rezultatų palyginimą, kai naudojami tiesiniai ir netiesiniai slopinimo koeficientai.
3. Atlikti žemagrindžio autobuso pakabos ir rėmo charakteringų taškų virpesių eksperimentinius matavimus, įvertinti įvairių žadinimo sąlygų įtaką komfortiškumui. Patikrinti teorinių ir eksperimentinių rezultatų atitikimą.
4. Pritaikyti žemagrindžio autobuso konstrukcijos modalinių parametrų nustatymui eksperimentinės modalinės analizės tyrimo metodą. Išanalizuoti eksperimentinės modalinės analizės rezultatus ir juos pritaikyti dinaminį parametrų nustatymui.
5. Sukurti žemagrindžio autobuso pakabos ir rėmo taškų virpesių parametrų analizės metodą. Sudaryti autobuso vibracinių signalų parametrų kovariacinį modelį. Atlikti įvairių autobuso taškų virpesių parametrų analizę.

Tyrimų metodika

Disertacijos tyrimų pagrindą sudaro eksperimentiniai ir matematinio modeliavimo metodai. Darbe atlikti teoriniai tyrimai pagrįsti teorinės mechanikos, virpesių teorijos ir judėjimo dinamikos principais, taip pat Lietuvos ir užsienio šalių mokslininkų atliktų darbų šioje srityje analize. Pagrindiniai statistiniai skaičiavimai buvo atlikti naudojant programinį paketą „Origin“. Programinis paketas „Matlab“ panaudotas atliekant modeliavimą antrame disertacijos skyriuje ir atliekant skaičiavimus trečiame skyriuje pagal pateiktą vibracinių signalų parametrų kovariacinį modelį. Programinis paketas „Pulse“ panaudotas atliekant eksperimentinius tyrimus bei analizuojant gautus matavimo rezultatus. Paketas „Origin“ naudotas eksperimentinių tyrimų metu gautų matavimo rezultatų analizei.

Eksperimentinę medžiagą sudaro tiriamojo objekto virpesių matavimo sistemos ir pakabos slopinimo elementų charakteristikų duomenys. Eksperimentiniai tyrimai atlikti UAB „Vilniaus viešasis transportas“ ir Varšuvos automobilių pramonės institute (Przemysłowy Instytut Motoryzacji, PIMOT, Lenkija). Tyrimuose panaudota virpesių parametrų sertifikuota stacionari ir nešiojama Danijos firmos „Brüel & Kjær“ matavimo įranga, kuri atitinka virpesių parametrų matavimo standarto keliamus reikalavimus.

Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Atskleisti žemagrindžių autobusų kėbulo ir pakabos dinaminiai parametrai, veikiant išoriniams ir vidiniams trikdžiams, sudarytos prielaidos, programinės ir aparatinės priemonės žemagrindžių miesto autobusų dinaminių parametrų nustatymui.
2. Sudarytas žemagrindžio miesto autobuso dinaminis modelis su eksperimentiškai surastomis netiesinėmis amortizatorių slopinimo charakteristikomis ir įvertinta važiavimo parametrų įtaka komfortiškumui.
3. Taikant žemagrindžio miesto autobuso kėbulo eksperimentinę modalinę analizę, sudaryta tokio tipo sistemų modalinių parametrų nustatymo metodika, pagal kurią nustatytus modalinius parametrus tikslinga įvertinti eksploatuojant bei projektuojant tokio tipo transporto priemones.
4. Taikant eksperimentinių vibracinių signalų parametrų kovariacinį modelį nustatyta koreliacijos kaita tarp autobuso rėmo ir pakabos reikšmingų taškų vibracinių signalų parametrų.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

1. Išspręstas žemagrindžių autobusų sistemų dinaminių parametrų nustatymo uždavinys, apimantis aparatinį, programinį ir metodinį priemonių sukūrimą.
2. Eksperimentu įvertinti žemagrindžio autobuso kėbulo modaliniai parametrai, kuriais remiantis galima prognozuoti panašaus tipo transporto priemonių modalinius parametrus. Gautos modų formos rodo kėbulo dalių linijinius ir kampinius poslinkius bei konstrukcijos labiausiai apkrautas vietas ir leidžia numatyti prielaidas deformacijų, kurios sukelia pavojingus autobuso judesius, mažinimui.
3. Sukurtas žemagrindžio autobuso pakabos ir kėbulo reikšmingų taškų vibracinių signalų parametrų nustatymo modelis parodė, kad autobuso amortizacinių oro pagalvių slėgis bei autobuso mechaninės konstrukcijos būklės pokyčiai turi nedidelę įtaką vibrovirpesių stipriui bei jų koreliacijai.
4. Pateiktos rekomendacijos UAB „Vilniaus viešasis transportas“ dėl žemagrindžių autobusų eksploatavimo, taip pat rekomendacijos autobusų projektuojančioms įmonėms.

Ginamieji teiginiai

1. Sukurtos žemagrindžių autobusų dinaminių parametrų nustatymo metodikos panaudojimas leidžia padidinti eksploatacinių parametrų matematinio modeliavimo metodais tyrimų adekvatumą.
2. Taikant sudarytą žemagrindžio autobuso 1/2 modelį įvertinama kintančių amortizatorių slopinimo charakteristikų bei autobuso apkrovų įtaka dinaminiams parametrams.
3. Taikytas metodas, kurio pagrindą sudaro kėbulo eksperimentinė modalinė analizė, leidžia įvertinti kėbulo modalinius parametrus bei nustatyti kėbulo linijinius ir kampinius poslinkius, pagal kuriuos galima įvertinti santykinius poslinkius tarp reikšmingų autobuso taškų.
4. Sukurtas žemagrindžio autobuso reikšmingų rėmo ir pakabos taškų vibracinių signalų parametrų kovariacinis modelis leidžia nustatyti koreliacijos kaitą tarp reikšmingų vibracinių signalų parametrų.

Darbo rezultatų aprobavimas

Disertacijos tyrimų tema publikuoti 4 moksliniai straipsniai: vienas – mokslo žurnale, įtrauktame į Thomson ISI duomenų bazę (Kilikevičienė *et al.* 2015); trys – recenzuojamuose mokslo žurnaluose (Kemzūraitė *et al.* 2014, Žuraulis *et al.* 2013, Kemzūraitė *et al.* 2011).

Disertacijos rengimo metu atliktų tyrimų rezultatai buvo pristatyti 5 mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje: 15-oje tarptautinėje konferencijoje „Transport means“, Kaune; 16, 17-oje Lietuvos jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mokslas – Lietuvos ateitis“, Vilniuje; seminare Varšuvos technologijos universitete (Lenkija) 2014 m. sausio 25 d.; seminare Varšuvos pramoniniame motorizacijos institute (Lenkija) 2013 m. gruodžio 13 d.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, trys skyriai ir bendrosios išvados, literatūros sąrašas, autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašas ir 4 priedai. Darbo apimtis yra 150 puslapių, neskaitant priedų, disertacijoje panaudotos 47 numeruotos formulės, 65 paveikslai ir 8 lentelės. Rengiant disertaciją buvo panaudoti 203 literatūros šaltiniai.

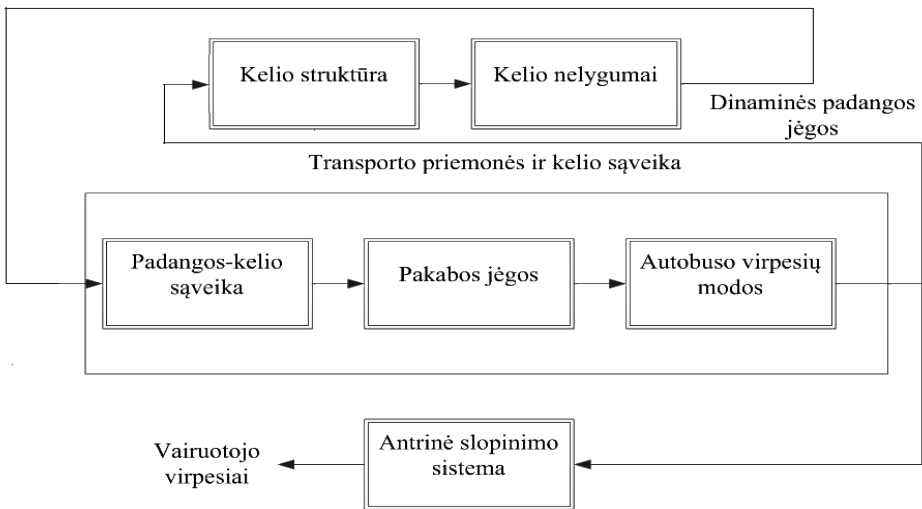
Transporto priemonių konstrukcinių elementų dinaminių procesų eksperimentinių bei skaičiuojamųjų metodų analizė

Skyriuje analizuojami važiavimo kokybės samprata, nustatymai ir įvertinimai. Aptariama miesto autobusų ir kelio sąveika, apžvelgiami analitiniai modeliai, judėjimo dinamikos analizė ir įvertinimo metodai, analizuojamos amortizatorių skaičiavimo metodikos. Aptariama žemagrindžių autobusų dinaminių charakteristikų nustatymo tyrimų problema bei suformuluojami disertacijos darbo tikslas ir uždaviniai. Skyriaus tematika paskelbtas vienas autorės straipsnis (Kemzūraitė *et al.* 2011).

1.1. Transporto priemonių eksploatavimo kokybė ir ją apibūdinantys veiksniai

Miesto kelių kokybė blogėja dėl padidėjusio eismo intensyvumo bei vidutinio transporto priemonių svorio. Šiuolaikinių miesto autobusų apkrovos ašims, pvz. žemagrindžių autobusų, žymiai padidėjo. Tai gali būti priežastis greitam miesto

kelių dėvėjimuisi. Miestų autobusai dėl pablogėjusios kelių būklės susiduria su sudėtingomis dinamikos problemomis (dinamika), kurios susijusios su padangų ir kelių sąveika. Važiavimo metu tai priveda prie aukšto virpesių amplitudžių lygio, kuris perduodamas vairuotojui ir keleiviams. Važiavimo metu tai priveda prie aukšto virpesių amplitudžių lygio, kuris perduodamas vairuotojui ir keleiviams. Taigi nuolatiniai miesto autobusų virpesiai įtakoja keleivių ir vairuotojo sveikatą, saugumą bei komfortą. Transporto priemonės ir kelio sąveika sudaro uždara sistemą, pavaizduotą 1.1 paveiksle.



1.1 pav. Transporto priemonės ir kelio sąveikos schema
Fig. 1.1. The scheme of the interaction of vehicle and road

Transporto priemonių važiavimo metu kylančius virpesius sudaro žemo ir aukšto dažnio virpesių amplitudės, kurios atsiranda dėl žemo savojo dažnio ir kelių nelygumų bei šuolinių virpesių (angl. shock motions), kylančių dėl transporto priemonės sąveikos su defektais kelio paviršiuje, pvz. duobėmis. Užsitęsę žemo dažnio ir didelių amplitudžių virpesiai gali sukelti vairuotojo kūnui diskomfortą, fiziologinę žalą ir sumažinti atliekamo darbo efektyvumą. Priklausomai nuo transporto priemonės virpesių poveikio transporto priemonės vairuotojo neefektyvumas pasireiškia įvairiai: lėtesnis vairuotojo reakcijos laikas, klaidų kompensavimo lėtėjimas, pėdos spaudimo pastovumo praradimas ir regos aštrumo praradimas. Miesto autobusuose plačiai naudojama vairuotojo sėdynės slopinimo sistema, kuri skirta sušvelninti vairuotojui vertikalčiai perduodamus virpesius. Sėdynės pakabos žemas savasis dažnis leidžia kažkiek slopinti smūginius žadinius, kuriuos sukelia kelio nelygumai.

Tiek kelias, tiek važiavimo aplinkos vibracijos, tiek ir pačios kelių transporto priemonės dalys yra susijusios su transporto priemonės vibracijomis. Važiavimo vibracijos ir padangos apkrovos charakteristikos daro poveikį įvairiems projektavimo variantams ir transporto priemonės eksploatacijos kintamiesiems. Dauguma projektavimo veiksnių nustatomi pagal leistinus svorio ir matmenų reikalavimus. Keičiant pakabų ir padangų savybes, norima pasiekti tinkamą keliamąją galią bei žemą savąjį transporto priemonės dažnį. Tačiau neviršijant apriboto atstumo tarp kėbulo ir padangos. Eksploatacinių kintamųjų, tokių kaip kelių nelygumai, judėjimo greitis, stabdymo laikas, veikiančios apkrovos ir slėgis padangose, reikšmės kinta plačiame diapazone priklausomai nuo nagrinėjamo autobuso savybių.

Atsižvelgiant į sunkiųjų transporto priemonių masę ir matmenis bei transporto ekonomiškumo reikalavimus, projektuojant toks optimalus parametru suderinimas dažniausiai sunkiai įvykdomas. Miesto autobuso draugiškumą vairuotojui ir keliui (angl. friendliness road and driver) eksploataavimo metu galima padidinti, naudojant atitinkamai suderintas statines ir dinamines pakabos komponentų savybes. Nors minkšta pakaba pageidautina, ribotas atstumas tarp kėbulo ir padangos bei važiavimo aukščio pokytis taip pat yra apribotas pakabos spyruoklių eiga. Optimaliai suderinus minėtus parametrus, galima dar labiau sumažinti savuosius sistemos dažnius. Tačiau minkšta pakaba įtakoja transporto priemonių valdomumo efektyvumą. Transporto priemonių reakcija į virpesius stipriai įtakojama pakabos amortizavimo galimybėmis. Taigi gautų virpesių matavimų rezultatai gali būti pritaikyti projektuojant optimalius amortizatorius. Beveik optimalūs pakabos parametrai galėtų būti veiksmingai pasiekti atlikus transporto priemonės ir kelio sąveikos sisteminę analizę.

Zemagrindžio autobuso vidinių ir išorinių sistemą žadinančių virpesių analizė ir tų virpesių įtakos nustatymas autobuso sistemos kokybiniams parametrams yra labai plati tema, apimanti autobuso judėjimo dinamikos analizę ir vertinimo metodus, dinamines ratų apkrovas, galimus kelio apgadinimus dėl padangų sukeliamų jėgų, pakabos sistemos modeliavimą ir analizę, padangų charakteristikas ir t. t. Paprastai, terminas „važiavimo kokybė“ yra naudojamas aprašyti transporto priemonių virpesius dažnių diapazone nuo 0–25 Hz. Aukštojo dažnio trukdžiai yra vadinami „triukšmu“. Žemo dažnio transporto priemonės virpesius paprastai sukelia kelio paviršiaus nelygumai. Virpesius dar sukelia pati transporto priemonė, pavyzdžiui, transmisija arba variklio vibracija. Tačiau tokio tipo vibracijos yra didesnio dažnio ir labiau susiję su triukšmu, o ne su važiavimo komfortu (Rehnberg 2008).

Be įtakos vairuotojo ir keleivio komfortui, nepageidaujami važiavimo virpesiai taip pat gali turėti neigiamą poveikį ir jo sveikatai. Poveikis sveikatai dažnai yra lėtinis ir susijęs su ilgu veikimu. Tokių efektų kiekybinis nustatymas yra sudėtingesnis negu poveikio vairuotojo komfortui nustatymas. Gali būti atvejų, kai

pagerėjęs komfortas nebūtinai reiškia, kad sumažėjo neigiamas poveikis sveikatai, ir atvirkščiai. Tai dar labiau apsunkina transporto priemonės važiavimo vibracijos vertinimą.

Yra keletas standartų, kuriuose pateikta metodika, skirta objektyviai įvertinti važiavimo virpesius. Nors yra daug diskusijų šiuo klausimu, tačiau šie standartai plačiai naudojami ir suteikia gerą atspirties tašką važiavimo kokybei įvertinti. ISO standartas 2631 pateikia žmogaus atsako vertinimą į visą žmogaus kūną veikiančias virpesius prie skirtingų būsenų. Virpesių vertinimo bendrosios gairės pateiktos pirmojoje standarto ISO 2631-1 dalyje (1997), kuri šiuo metu plačiausiai naudojama atliekant transporto priemonių virpesių matavimus. Standartas pateikia periodinių, atsitiktinių ir trumpalaikių virpesių diapazone 0,5–80 Hz judėjimo sutrikimams keliaujant įvertinimą. Pagrindinis naudojamas matavimo vienetas yra pagreitis, kuris turi būti matuojamas sąsajoje tarp vairuotojo ir transporto priemonės, t.y. ant sėdynės paviršiaus, grindų arba prie sėdynės atlošo. Naudojamos išmatuotų pagreičių dažnių svertinės reikšmės, nes prie kai kurių dažnių virpesiai laikomi svarbesni. Vairuotojo sėdynės virpesių svorinės įtakos kreivės yra parodytos 1.2 pav. Vertikaliems pagreičiams įvertinti naudojama W_k kreivė, o W_d naudojama skersinės ir išilginės ašių vibracijoms įvertinti.

Iš 1.2 pav. galima pastebėti, kad vertikalūs virpesiai prie 1 Hz laikomi labiau priimtini nei aukštesniuose dažniuose, o skersiniai ir išilginiai virpesiai svarbiausi yra prie 1 Hz dažnio. Priede A paveiksle A2 pateiktas komforto įvertinimas pagal vidutinę kvadratinę (RMS) reikšmę viešajam transportui.

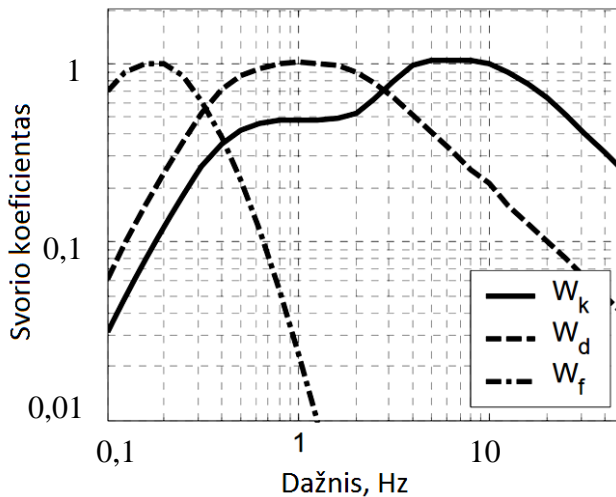
Svertinis koeficientas W_f yra naudojamas judesio ligos įvertinimui tik vertikalioje kryptimi. Jis mažiau svarbus transporto priemonių dinamikos tyrimams, nes važiavimo metu atsirandantys transporto priemonių virpesių dažniai paprastai yra didesni negu dažniai, sukeliantys judesio ligas.

Tačiau, gali būti, kad judesio ligos poveikis tampa reikšmingas maždaug ties 0,3 Hz. Tai reiškia, kad bet kokia transporto priemonės slopinimo sistema turi būti suprojektuota taip, kad važiuoklės savieji dažniai būtų didesni už 0,3 Hz.

Virpesių stiprumas išreiškiamas vidutine kvadratine (RMS) reikšme (ISO 2631-1 1997):

$$a_w = \left(\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right)^{1/2}, \quad (1.1)$$

čia T – matavimo periodo trukmė.



1.2 pav. ISO 2631-1 svertinės kreivės (W_k – vertikaliems pagreičiams; W_d – skersiniams ir išilginiams pagreičiams; W_f – judesio ligos įvertinimui) (ISO 2631-1 1997)

Fig. 1.2. ISO 2631-1 weighted curves (W_k – vertical accelerations; W_d – transverse and longitudinal accelerations; W_f – movement sickness assessment) (ISO 2631-1 1997)

Reikia atkreipti dėmesį, kad standarte ISO 2631-1 naudojamos abi – a_w pagreičio laikinė ir RMS – reikšmės. Komfortui vertinti pagreičiai turi būti matuojami visomis kryptimis ir suminis vektorius svertinių pagreičių yra laikomas galutinio komforto įvertinimas. Kampiniai pagreičiai taip pat gali būti įtraukti ir yra traktuojami taip pat kaip linijiniai, nors tai galioja tik sėdintiems asmenims. Jeigu turi būti įvertintas poveikis sveikatai, tada standartas rekomenduoja vertinti atskirai kiekvienos ašies poveikį, pritaikius papildomą svartinį koeficientą 1.4 skersinei ir išilginei kryptims, nes judėjimas šiomis kryptimis yra laikomas labiau pavojingas. Kampinių pagreičių rekomenduojama neįtraukti. Be to, poveikio sveikatai vertinimas yra daugiausia taikomas sėdintiems asmenims. ISO 2631-1 standarte virpesių įvertinimui naudojami įvairūs būdai. Priklausomai nuo to, kokie yra matavimo tikslai, objektyvūs rezultatai gali būti interpretuojami keliais būdais. Turi būti atsižvelgiama į tai, ar rezultatai bus naudojami kaip pradiniai duomenys transporto priemonės projektavimo procesui, komforto gerinimui ar poveikio sveikatai mažinimui.

Vienas dažnai minimas ISO 2631-1 standarto trūkumas yra patikimų trumpalaikių ir smūginių procesų įvertinimo metodų stoka. Standarte pagrindinis vibracijos lygio vertinimo parametras naudojama RMS vertė, ir, jei matavimo laiko-

tarpis yra ilgas, gali būti neįvertintos trumpalaikės ir smūginės virpesių reikšmės. Vertinant bekelės transporto priemones tai jau problema, apribojimas, nes šių transporto priemonių vairuotojai gali susidurti su smūginėmis ir trumpalaikėmis apkrovomis, kurios viršija leistinas ribas. Buvo įrodyta, kad važiavimo komfortui įvertinti geriausia naudoti RMS vertes, kai yra naudojamas 1 sekundės lango ilgis (Spång 1997). Tačiau adekvačiai aprašyti poveikį sveikatai neužtenka vien tik RMS reikšmės. Kita ISO 2631 standarto dalis ISO 2631-5 (2004) buvo sukurta specialiai siekiant išspręsti šį trūkumą. Užuoť tiesiog naudojant pagreičio vertes, taikant ISO 2631-5 reikia taikyti mechaninį modelį apskaičiuoti juosmens stuburo pagreičiui reaguojant į vairuotojo sėdynės pagreičius. Norėdami įvertinti poveikį sveikatai, pagreičiai yra perskaičiuojami į lygiavertį gniuždymą sėdynei, išreikštą MPa, kuris yra naudojamas kaip sveikatos poveikio priemonė. Pirminiai bandymai rodo, kad šiuo būdu galima tiksliau apskaičiuoti smūgių poveikį nei ISO 2631-1 (Marjanen 2005, Alem 2005). Nepaisant to, šio standarto taikymas ir praktiškumas lieka ribotas dėl kelių priežasčių. Mechaninio modelio patikrinimo duomenys turi gana siaurą pasirinkimą tiriamųjų – daugiausia sveiki vyrai nuo 20 iki 30 metų amžiaus – tai reiškia, kad tikslumas negali būti užtikrintas asmenims, kurie neturi atitinkančių šių tiriamųjų charakteristikų.

Egzistuoja ir kiti nacionaliniai standartai vibracijoms vertinti (Jiang 2001). Pavyzdžiui, yra angliškas BS 6841 (Els 2005) ir vokiečių VDI 2057 (Els 2005), kurie yra gana panašūs į ISO 2631-1 standartą. Kitas metodas yra naudojamas JAV, kur vertinama vidutinė sugertoji galia (Els 2005). Čia dėmesys sutelkiamas į žmogaus kūno vibracijos energiją, gautą per tam tikrą laikotarpį. ISO 2631-1 yra dažniausiai naudojamas metodas, kuris skirtas įvertinti žmogaus atsakui į visą žmogaus kūną veikiančias vibracijas.

Kiti komforto vertinimo metodai. Esami važiavimo komforto ir sveikatos įvertinimo standartai naudojami jau tam tikrą laiką ir atlikti eksperimentai rodo, kad juos naudojant gaunama gana gera koreliacija su subjektyviais įspūdžiais. Taigi, standartizuoti matavimai gali būti laikomi kaip geras atspirties taškas inžinerijos tikslais, ir rezultatai turi būti vertinami atsargiai. Didžiausias neapibrėžtumas yra vertinant trumpalaikius ir smūginius poveikius.

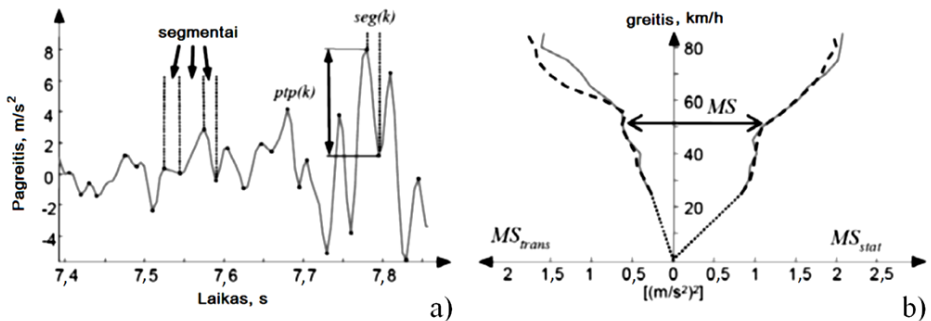
Metodai, skirti važiavimo komfortui įvertinti, paprastai skirstomi į dvi kategorijas: subjektyvūs ar objektyvūs (Jiang 2001). Subjektyvūs metodai apima klausimynus, interviu ar kitus tyrimus, skirtus įvertinti vairuotojo įspūdžius sistemingai apklausiant. Tam reikalingi apmokyti vairuotojai bandytojai, kurie galėtų atgaminti atkuriamus rezultatus ir įžvelgti skirtumus tarp mažų važiavimo kokybės pokyčių, kuriuos sukelia nedideli transporto priemonės pokyčiai. Naudojant objektyvius metodus matuojami parametrai, dažniausiai pagreičiai, ir taip įvertinamas komforto lygis. Tai leidžia paprastai prognozuoti komfortą. Tačiau objektyvūs metodai taip pat reikalauja, kad objektyvūs matavimai pateiktų sub-

jektyvių parodymų įverčius, kuriais galima būtų įvertinti komfortą. Tai ypač pasakytina apie bekelės transporto priemones, kuriose vibracijos spektras gali labai skirtis nuo kitų transporto priemonių. Todėl reikia turėti aiškius ir objektyvius komforto kriterijus. Patikimi, reprezentatyvūs ir objektyvūs komforto matavimai vis dar yra tyrimo objektas ir nėra sudaryta universali koreliacija tarp objektyvių matavimų ir suvokiamo komforto, nors jau buvo bandymų tai aprašyti. Els (2005) parodė, kad objektyvūs matavimai ir suvokiamas komfortas gana gerai koreliuoja, kai važiuojama bekele. Panašus tyrimas buvo atliktas Mansfield ir Whiting-Lewis (Mansfield 2004) – apskaičiuoti važiavimo komfortui transporto priemonėse ant nelygaus kelio buvo naudojami vertikalūs pagreičiai.

Važiavimo diagrama. Važiavimo diagrama buvo pasiūlyta Strandemar ir Thorvald (Strandemar 2004) kaip naujas metodas sunkiasvorių mašinų važiavimui įvertinti. Pagrindinė idėja diagramoje yra atskirti trumpalaikius pagreičius iš stacionarios vibracijos, siekiant pateikti išsamesnį vaizdą, taip pat įvertinti vairuotojo vibracijos stiprumą (Ma 2015). Tai daroma naudojant algoritmą, o pagreičio laikinis signalas yra padalintas į segmentus. Segmentai yra priskiriami prie „pereinamųjų“ arba „stacionarių“ segmentų, priklausomai nuo to, ar „piko iki piko“ reikšmės pokyčiai viršija kvadratinio vidurkio RMS vertę per visą matavimo laikotarpį. Kiekviename segmente apskaičiuojamas standartinis nuokrypis ir vertė kiekviename segmente yra sumuojama, kad būtų gautos „trumpalaikės“ ir „stacionarios“ vertės. Tai kartojama greičių diapazone, kad susidarytų duomenų kiekis, kuris leistų gauti priklausomybes nuo greičio. 1.3 paveiksle pateikta dviejų duomenų kiekio dalis, sudaranti pilną diagramą. Važiavimo diagrama atskiria pereinamuosius ir smūginius procesus iš stacionarios vibracijos ir pateikia vizualiai ir praktiškai – metodas atrodo tinkamas vertinti bekelės važiavimo vibracijas.

Trūkčiojimas (angl. jerk). Pagreičio laiko išvestinė arba trūkčiojimas buvo pasiūlyta kai kurių autorių kaip pereinamųjų virpesių (Duncan 1985, Quanan 2004) rodiklis. Toks įvertinimas daugiausia buvo naudojamas įvertinti pavaros perjungimo komfortą. Perjungiant pavarą paprastai pasiekama didžiausia išilginio pagreičio reikšmė, kuri yra suvokiama kaip trikdys vairuotojui (Senoz 2011). Rezultatai rodo, kad pagreičio išvestinė turi įtakos suvokiamam vibracijos komfortui, bet bendro pagreičio lygis taip pat yra įtakojamas ir vairuotojo patirties. Taigi, suvokiamas komfortas priklauso nuo suminio tiek pagreičio, tiek ir trūkčiojimo poveikio. Todėl ankstesni rezultatai nepalaiko jokių vieningų komforto įvertinimo priemonių, grindžiamų pagreičio laiko išvestinės taikymu. Nors ją galima naudoti komfortui įvertinti, jei poveikis būtų tiriamas išsamiau.

Valdomumas. Dėl ratų apkrovimo, valdomumo kokybės vertinimas yra dar sudėtingesnis. Transporto priemonių vairavimo metu kylančių įvairių vairavimo subtilybių, su kuriomis susiduria įprastinės transporto priemonės, naudojimas yra įvairesnis ir sudėtingesnis nei vairavimas tiesiu keliu.



1.3 pav. Važiavimo diagrama: a) pagreičio kitimas, b) greičio kitimo priklausomybė nuo pagreičio (Strandemar 2004)

Fig. 1.3. The principles of ride diagrams: a) acceleration changing, b) speed changing variation in acceleration (Strandemar 2004)

Objektyviai įvertinti valdomumą bandė daug mokslininkų. Uys ir kt. (2004) apžvelgė keletą jų, transporto priemonės posūkio vertinimas gali būti naudojamas kaip paprastas ir patikimas būdas valdomumui įvertinti, nes yra įrodyta, kad atliekant eksperimentą, kurio metu manevravo lengvasis automobilis, transporto priemonės posūkis koreliuoja su šoniniu pagreičiu.

Vilkikų su priekabomis ar puspriekabėmis valdomumą paprastai apsunkina didesnis greitis (Crolla 1983, Dudziński 2012). Skersinė sujungtos transporto priemonės dinamika gali būti susijusi su pačios transporto priemonės ir vairuotojo – automobilio dinamine sąveika (Lopatka 2003) ir gali sukelti sunkumų valdant automobilį. Valdomumas labai įtakoja saugumą ir įvykstančius eismo įvykius, kurie susiję su žala sveikatai. Žalos įvertinimo metodika pateikta Pukalskas *et al.* straipsnyje (2015).

Transporto priemonės ir kelio sąveika. Nors tikslus fizikinis mechanizmas, susijęs su kelio paviršiaus trūkinėjimo ir nuolatinės deformacijos nuostoliais dar nepateiktas, tyrimai atskleidė, kad kiekvienas kelio apgadinimas yra veikiamas daugelio faktorių (Erlingsson 2010b, Huang 2004). Pavyzdžiui, važiuojamosios kelio dalies konstrukcija, tiesimo metodai, kiekvieno sluoksnio medžiaginės savybės, eismo apkrova ir aplinkos sąlygos (Haider 2009, Oscarsson 2011). Nors nuovarginiai kelio paviršių apgadinimai susiję su statine atskirų ašių apkrova, provėžų atsiradimas susijęs su bendroju transporto priemonės svoriu (Gillespie 2003, Van Cauwelaert 2003).

Išskyrus aplinkos veiksnius, tokius kaip temperatūros kitimai, grunto savybės ir drenažas, kelio paviršiaus apgadinimai yra tiesiogiai susiję su statine ir dinamine padangų apkrova, perduodama kelio paviršiui. Dinaminių padangų apkrovų, perduodamų keliams, dydžiai yra susiję su transporto priemonės virpe-

sių modomis, kurios yra paveiktos daugelio transporto priemonės projektavimo ir eksploatacijos faktorių. Reikšmingiausi projektavimo veiksniai yra transporto priemonės bendrasis svoris, forma, ašių apkrovos, transporto priemonės geometrija, pakabos ir padangų savybės. Svarbiausi eksploataavimo veiksniai, įtakojančys dinaminį padangų apkrovų dydį, yra transporto priemonės greitis, apkrova, padangų pripūtimo slėgis, kelio nelygumai ir kita (Lin 1994, Kulakowski 1995).

Keletas tyrimų nustatė ir įrodė neabejotiną panašumą ir ryšį tarp judėjimo, važiavimo dinamikos ir padangos apkrovos charakteristikų dėl stipraus jų sąryšio su transporto priemonės virpesių elgsena (Kulakowski 1995). Taigi, sunkiasvorių kelių transporto priemonių draugiškumas tiek vairuotojui, tiek keliui yra susijęs ir priklauso nuo projektavimo ir eksploatacijos veiksnių.

Dėl dažnai kintančių miesto autobusų eksploataavimo sąlygų yra nepaprastai svarbu ištirti jų poveikį transporto priemonės konstrukcijos charakteristikoms eksploataavimo metu. Tai gali būti veiksmingai ištyrinėta per transporto priemonės modelio tobulinimą ir analizę.

Vertinant miesto autobusus skiriama didelė reikšmė dinaminėms ratų apkrovoms, kurias įvertinus galima išvengti priešlaikinių miesto kelių apgadinių. Daugelyje miesto zonų kelių kokybė iš dalies blogėja dėl didelės savikainos, susijusios su kelių infrastruktūros priežiūra, ir dalinai dėl didėjančios eismo apimtys bei miesto autobusų vidutinio svorio. Pilnai pakrauto klasikinio autobuso priekinės ir galinės ašių apkrovos yra atitinkamai 60,25 kN ir 109,5 kN. Šiuolaikiniai žemagrindžiai autobusai suprojektuoti priekinės ir galinės ašių apkrovoms atitinkamai 60,75 kN ir 115,88 kN. Didelės ašių apkrovos siejamos su padangų sąveika su palyginti nelygiais miesto keliais, duodančiais didelę reikšmę dinaminėms apkrovoms. Šios perduodamos vairuotojui ir keleiviams. Transporto priemonės ir kelio sąveika sudaro uždaro ciklo sistemą, kurioje aukšto lygio dinaminės padangų apkrovos sukelia tolesnį kelių struktūros blogėjimą. Tai yra priežastis papildomam važiavimo metu kylančių virpesių didėjimui ir dinaminių jėgų, kurios perduodamos kelio paviršiui ir važiuoklei, atsiradimui.

Nors išlaidos degalams ir kelių infrastruktūros priežiūrai yra vienos didžiausių (Sharp 1987, Ayman 2013, Chen 2005, Vatankhah 2009, Chamseddine 2006, March 2006), padangos ir kelio sąveika sudaro papildomas išlaidas, susijusias su vairuotojo diskomfortu ir atliekamo darbo efektyvumo mažėjimu. Minėti veiksniai gaunami dėl: didelės amplitudės virpesių, kurie kyla eksploatuojant miesto autobusus; didelių pakabos apkrovų, perduodamų važiuoklei, sumažinant jos eksploataavimo laiką; didelių dinaminių padangos jėgų, kurios sumažina kelio paviršiaus kokybę ir ilgaamžiškumą (Gao 2007, Shirahatt 2008, Zhou 2007, Salam 2009). Didžioji atliktų tyrimų dalis aprašo dinamines transporto priemonės apkrovas, perduodamas kelio paviršiams (Gibby 1996, Sweatman 1987, Davis 2008, Davis 2010), ir tik keletas tyrimų stengiasi susieti išlaidas su kelio paviršiaus apkrova dėl jungtinio sudėtingumo. Daug autorių (Gibby 1996, Davis

2011, Roebuck 2006) įvertino išlaidas, priskirtas kelių sugadinimui, sukeltam dėl miesto autobusų, ir pasiūlė papildomų ašių naudojimą. Kiti autoriai (Muluka 1996, Papagiannakis 2007, Chen 2010, Prabakar 2009, Wang 2009, Chen 2008) pateikė sunkiasvorių transporto priemonių ratų dinamio apkrovimo išlaidų/sąnaudų paskirstymo įvertinimo metodiką. Atliktas tyrimas teigia, kad išlaidos kelio paviršiui dėl sunkiasvorių transporto priemonių, kuriose įrengta keliui draugiška oro pakaba, yra maždaug 5 % mažesnės nei tų, kuriose įrengta kieta pakaba.

Transporto priemonės ir kelio sąveika sukelia didelių amplitudžių žemo dažnio važiavimo vibracijas, kurios dažniausiai atsiranda kaip rezonansiniai slopinimo sistemų dažniai (Heath 1985, Lu 2007, Davis 2011, Ieluzzi 2006). Miesto autobusų vairuotojai nuolat susiduria su tokia vibracija, kuri gali sukelti diskomfortą ir nuovargį vairuotojams (Hac 1987, Sun 2007, Patil 2013, Wang 2012, Barbosa 2010). Ilgas profesinis tokių vibracijų poveikis gali sukelti sveikatos sutrikimus ir sumažinti saugumo riziką tarp vairuotojų (Oeslati 1995, Sun 2013, Lauwerys 2005, Leite 2005).

Daug komercinių krovininių automobilių atliktų tyrimų nustatė (Koch 2008, Koch 2010, Dixit 2005, Wajdi 2014), kad transporto priemonių masės ir matmenys, ašių apkrovos, transporto priemonės konstrukcija, transporto priemonės greitis, kelių nelygumai ir pakabos bei padangų savybės, tiesiogiai veikia ratų dinamines apkrovas (Woodrooffe 1995, Boileau 1992, Cebon 1989, Salama 2006). Atlikti tyrimai pabrėžė būtinybę kurti optimalią slopinimo sistemą, siekiant sumažinti žalą keliams (Woodrooffe 1995, Liu 2015, Martin 2002), kuri taip pat gali pailginti važiuoklės eksploatavimo laiką, mažinant pakabos jėgas perduodamas važiuoklei. Šiuolaikiniai miesto autobusai daugiausia naudojami su pneumatine pakaba, kurioje nustatomi dideli dinaminiai vertikalūs judesiai, vyraujantys 1,0–1,5 Hz dažnių intervale (Heath 1985, Lu 2007), kurie gali dar labiau prisidėti prie kelių struktūros nuovargio, kuris atsiranda dėl besikartojančių dinaminių padangų jėgų.

Atsižvelgiant į tai, kad bendrasis svoris ir ašies apkrovos miesto autobusams parenkami atsižvelgiant į miesto kelių įstatymus ir transportavimo ekonomiškumą, važiuoklės rezonansinės charakteristikos daugiausia įtakoja padangų ir pakabos savybes. Minkštos pakabos spyruoklės ir padangos laikomos pageidautinos priemonės didinant draugiškumą keliams sunkiųjų transporto priemonių atžvilgiu. Padangos duoda labai lengvą slopinimą ir jų standumo charakteristikos yra nustatomos pagal pripūtimo slėgį. Miesto autobusai ir komercinės sunkiojo transporto priemonės važinėja padangas pripūtus palyginti dideliu slėgiu (758 kPa), kad būtų ekonomiškiau. Didelis tokių padangų standumas sukelia santykinai dideles dinamines ratų apkrovas. Pakabos spyruoklių savieji dažniai yra žemi, kad būtų tinkamai slopinamos iš kelio į važiuoklę ateinančios vibraci-

jos. Kelio ir vairuotojo draugiškumo atžvilgiu stiprinti miesto autobusus mažinant vien tik padangų ir pakabos spyruoklių slopinimo ribas būtų neįmanoma.

Automobilio slopinimo sistemos savybės įtakoja sunkiųjų transporto priemonių vibracijų perduodamumą vairuotojui. Transporto priemonės rezonansinė reikšmė gali būti veiksmingai sumažinta tinkamai parinkus pirminės slopinimo sistemos slopinimo charakteristikas. Pakabos amortizatoriai yra sukurti siekiant keliais etapais kintančių slopinimo charakteristikų, kad būtų pasiektas projektavimo kompromisas tarp atsako reikšmių šalia rezonansinio dažnio ir vibracijos slopinimo prie aukštesnių dažnių. Sweatman (1987) ir kitų (Davis 2008, Davis 2010) atlikti tyrimai nustatė žemo dažnio pneumatinės pakabos naudą mažinant kelių dangų apkrovas. Kiti tyrėjai pasiūlė optimizuoti pakabos amortizatorius (Hedrick 1985, Adenkola 2009, Minka 2007, Olorunshola 2011, Rakheja 1989, Rakheja 2001). Tokie transporto priemonės važiavimo dinamikos tyrimai pabrėžė optimalių keletos etapų slopinimo sistemų ir asimetrinės slopinimo sistemos konstrukciją, kad būtų pagerintas važiavimo aplinkos vibracijas ir transporto priemonės „draugiškumą“ (Erlingsson 2010a, Huang 2004, Hedrick 1985, Adenkola 2009, Minka 2007, Olorunshola 2011, Yang 2004). Antrinio slopinimo efektyvumas (sėdynės slopinimo sistema) buvo aiškiai įrodytas mažinant vertikalų vibracijų lygį ir perduodamas išilgines, skersines, sukamąsias ir šuolinės vibracijas (Robson 1979, Chang 2010, Lin 2005, Yang 2005, Yang 2012). Tačiau reikia optimizuoti pirminės pakabos konstrukciją, kad būtų sumažintas sėdynės slopinimo sistemos žemasis dažnis.

Automobilių kelių nelygumus (kelio paviršiaus kokybę) galima įvertinti pagal nelygumų spektrinį tankį:

$$S_z(\Omega) = \lim_{x \rightarrow \infty} \frac{2}{L} \left(\int_0^L z(x) e^{-2\pi i \Omega x} dx \right)^2, \quad (1.2)$$

čia $S_z(\Omega)$ – kelio profilio spektrinis tankis, (m^3/ciklas); Ω – nelygumų dažnis, (ciklas/m); L – kelio ilgis, m; $z(x)$ – kelio nelygumų aukštis, m.

Automobilių kelių nelygumus galima įvertinti pagal kelio profilio spektrinį tankį $S_z(\Omega)$ (ISO standartas 1982). 1.1 lentelėje pateikta automobilių kelių kokybė įvertinant nelygumų spektrinį tankį.

Vertinant žemagrindžius miesto autobusus galima teigti, kad kelio būklė atitiks labai gerą, gerą ir vidutinę būklę. Tokių kelių įtaka žemagrindžiam miesto autobusui važiavimo metu buvo tirta J. Griškevičiaus (2005) disertacijoje.

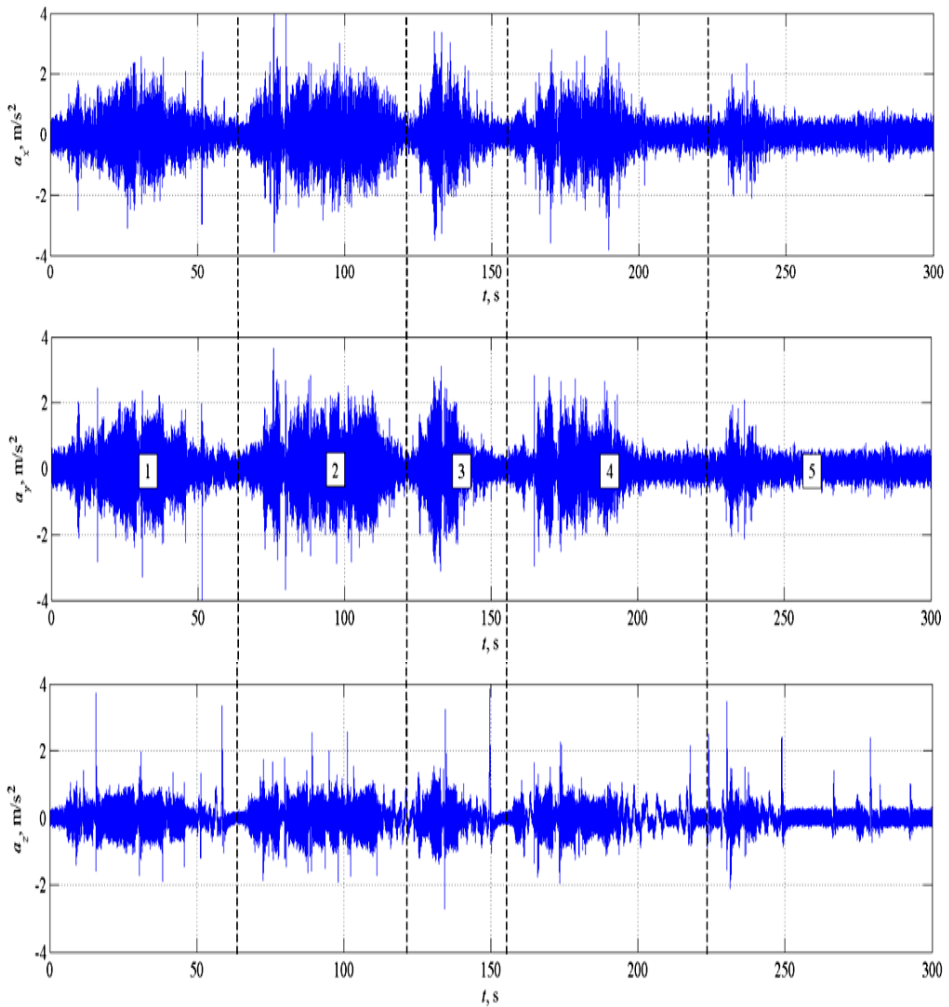
J. Griškevičius savo disertacijoje atliko eksperimentinius transporto priemonės dinaminių apkrovų matavimus. Buvo matuotos transporto priemonės judėjimo charakteristikos pagreičio jutiklį montuojant prie transporto priemonės.

Veikiantys pagreičiai trejomis kryptimis buvo išmatuoti naudojant triašį pagrečių jutiklį „Bruel&Kjaer“ Type 4506 bei užrašyti portatyvine matavimo „Bruel&Kjaer“ PULSE Type 3560C su 4/2–ch. įvesties/išvesties moduliu Type 3109 aparatūra. Pagrečio matavimai buvo atlikti keleiviniame Mercedes Benz O–305 autobuse. Triašis pagrečio jutiklis buvo sumontuotas ant plokštės ir pritvirtintas prie transporto priemonės grindų specialioje neįgaliesiems su invalido vežimėliais skirtoje vietoje. Paprastai ši vieta yra viduryje žemagrindžio keleivinio autobuso ar troleibuso. Jutiklis orientuotas taip, kad jo x ašis sutaptų su autobuso važiavimo kryptimi, y ašis – su šoniniais autobuso judesiais bei z ašis sutaptų su vertikaliais judesiais. Greitis matavimų metu vidutiniškai svyravo nuo 20–30 iki 40–50 km/h. Analizuojant kasdieninius viešojo transporto maršrutus miesto gatvėmis buvo atlikti įprastinio viešojo transporto maršruto miesto gatvėse nuo stotelės iki stotelės pagrečio matavimai. 1.4 pav. pavaizduoti užrašyti pagrečiai trejomis x, y ir z kryptimis. Iš gautų pagrečio duomenų galima išskirti penkis intervalus atskirai analizei. Pirmas intervalas trunka nuo 0 iki 60 sekundžių (1.4 pav., 1), kai autobusas pradeda važiuoti iš stotelės ir važiuoja iki kitos stotelės. Pagreitis a_x sutampa su autobuso važiavimo kryptimi, pagreitis a_y – su šoniniais judesiais horizontalia Oy ašimi bei pagreitis a_z sutampa su vertikalia Oz kryptimi. Antras intervalas – nuo 65 sekundės iki 120 (1.4 pav., 2), kurio metu autobusas vėl pajuda iš stotelės, važiuoja gatve, stabteli prie šviesoforo. Trečias intervalas nuo 120 iki 150 sekundžių (1.4 pav., 3), kai pajuda nuo šviesoforo ir galiausiai sustoja kitoje stotelėje. Ketvirtas intervalas nuo 160 iki 220 sekundžių (1.4 pav., 4), kur autobusas pajuda iš stotelės ir sustoja transporto kamštyje. Penktame intervale (1.4 pav., 5) užrašyti autobuso truktelėjimo transporto kamštyje pagrečio duomenys, toliau autobusas stovi kamštyje įjungtu varikliu. Pagrečio duomenys buvo užrašyti ir yra atvaizduojami laiko srityje. Praktikoje paprastai patogiau yra naudoti atvaizdavimą dažninėje srityje, kadangi dažnių spektras suteikia daugiau informacijos apie signalo šaltinius, kurie negali būti gauti iš laiko sritys.

1.1 lentelė. Automobilių kelių nelygumų spektrinis tankis pagal ISO

Table 1.1. Road classification according to the spectral density of roughness by ISO

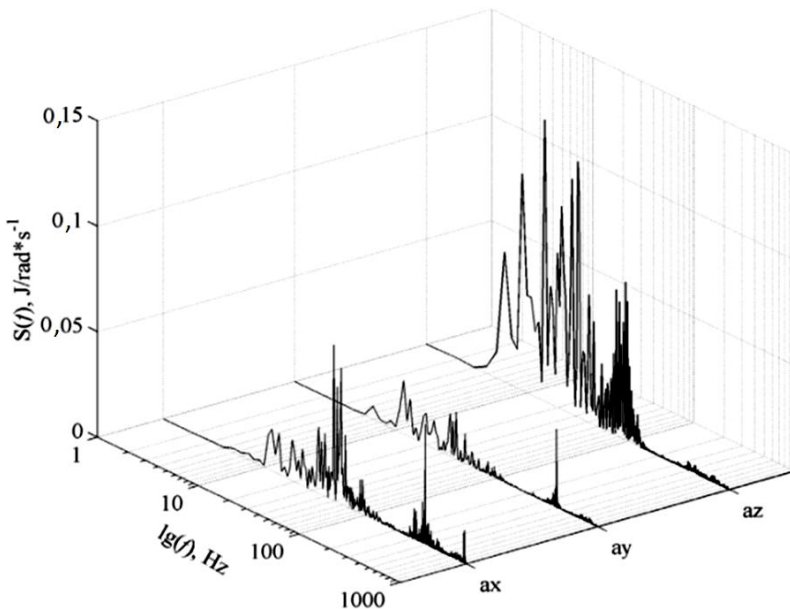
Automobilių kelių nelygumų spektrinis tankis $S_z(\Omega) \times 10^{-6}$		
Kelio būklė	Intervalas	Geometrinis vidurkis
A (labai geras)	<8	4
B (geras)	8	16–32
C (vidutinis)	32	64–128
D (prastas)	128	256–512
E (labai prastas)	512	1024–2048
F	2048	4096–8192
G	8192	16 384–32 768
H	32 768<	



1.4 pav. Įprastinio maršruto miesto gatvėse metu išmatuoti pagreičiai a_x , a_y ir a_z kryptimis (Griškevičius 2005)

Fig. 1.4. Measured accelerations in directions a_x , a_y and a_z during usual route in the city streets (Griškevičius 2005)

Furjė transformacijos pagalba buvo atlikta pagreičio duomenų spektrinė analizė. 1.5 pav. pavaizduotas 1.4 paveiksle aprašyto 5 intervalo išmatuoto pagreičio spektrinio tankio grafikai. Kiti 4 intervalai pateikti priede A ($A1$ – $A4$ paveiksluose).



1.5 pav. 5-to intervalo (iš 1.4 pav.) miesto maršrutu išmatuoto pagreičio spektrinio tankio grafikai (Griškevičius 2005)

Fig. 1.5. Spectral density graphs of measured acceleration on urban routes of the 5-th interval (from fig. 1.4) (Griškevičius 2005)

Atlikta pagreičių spektrinė dažnių analizė parodė 3 spektre dominuojančias dažnių grupes: 0–80 Hz, 300–500 Hz ir 750–900 Hz. Antros ir trečios grupės virpesių amplitudės yra labai mažos ir virpesių šaltinis gali būti priskiriamas transporto priemonės korpuso vibracijai nuo dirbančio variklio. Apžvelgus šio tyrimo rezultatą matyti, kas vertikalia kryptimi dominuoja pagreičio amplitudės iki 80 Hz, o maksimalios pasireiškia iki 20 Hz.

1.2. Konstrukcinių elementų dinaminių parametrų nustatymo analitinių modelių apžvalga

Sunkiųjų kelių transporto priemonių važiavimo dinamikos ir kelio dangos sąveikos tyrimus analizuoja reprezentatyvus dinaminis modelis, kuris gerai apibūdina transporto priemonės elgseną. Daug transporto priemonių modelių, pradedant nuo linijinių ketvirčio transporto priemonės modelių su dviem laisvės laipsniais

(angl. DOF) iki sudėtingų trimačių modelių su daugeliu laisvės laipsnių, buvo plačiai aprašyti mokslinėje literatūroje.

Modeliai (Margolis 1990) gali būti naudojami analizuojant sunkiųjų transporto priemonių važiavimo dinamikos ir kelio sąveiką, kuri apima įvairius vibracijos režimus, susijusius su amortizuojamosios ir neamortizuojamosios masės vertikaliais, sukimo ir šuoliniais judesiais. Kadangi sunkiųjų transporto priemonių svoriai ir matmenys dažniausiai reglamentuojami vietos taisyklėmis, pakabos ir padangų savybės sudaro svarbiausią projektuojamų kintamųjų rinkinį, kuris gali stiprinti kelio ir vairuotojo draugiškumą.

Analitinių transporto priemonės modelių raida skatina sudaryti slopinimo sistemos ir padangų statines ir dinamines charakteristikas. Automobilio slopinimo sistema yra netiesinė, dėl palaipsniui veikiančios jėgos ir sistemos deformacijų savybių, kintančių jėgos ir greičio savybių bei dėl slopinimo sistemos kinematinų judesių. Skaičiavimo metodai analizuoja netiesinių dinaminių sistemų atsako charakteristikas (Rakheja 1991, Kenis 1991, Rakheja 2001, Caoa 2010).

Transporto priemonių vibracijos ir gaunama dinaminė ratų apkrova įtakoja įvairius projektavimo ir eksploatavimo parametrus. Šie parametrai, automobilio pakabos savybės, kelių nelygumai ir greitis labai įtakoja kelių ir transporto priemonės draugiškumą. Taigi vairuotojo komfortas susijęs su transporto priemonės važiavimo aplinkos vibracijomis. Valdymas ir krypties valdymas, važiavimo kokybė ir pakabos stabilumas veikia transporto priemones, tačiau kelia prieštaravimus projektavimo reikalavimus slopinimo sistemai.

Autobuso važiavimo charakteristikos dažniausiai gaunamos iš vairuotojo ir keleivio vietų pagreičio atsako (Boileau 1992, Sujatha 1995). Jis rodo, kad autobusų pagrindo išilginis judesys sukelia daugiausia nepatogumų vairuotojui ir keleiviams. Nors sukamasis judesys taip pat gali sukelti diskomfortą, tokios vibracijos dydis miesto autobusuose yra žymiai mažesnis. Siekiant tiksliau prognozuoti kelio dangos apkrovų ir važiavimo efektyvumą, analitinis modelis turi apimti netiesines sunkiųjų transporto priemonių pakabų savybes, apkrovos paskirstymo ašims kinematiką.

Įvairūs sunkiųjų krovininių transporto priemonių važiavimo dinamikos ir dangos sąveikos tyrimai parodė, kad sukamieji judesiai yra santykinai nereikšmingi (Cebon 1992). Sąryšis tarp transporto priemonės vibracijų ir ratų apkrovos gautas analizuojant netiesinį transporto priemonės ketvirčio modelį (Rakheja 2001, Caoa 2010, Cole 2001, Qiu 2005, Sharp 2002). Tyrimų rezultatai parodė, kad trijų ir šešių laisvės laipsnių transporto priemonės modeliai gali būti efektyviai naudojami nustatyti važiavimo proceso galimybes prie įvairių pakabos slopinimo variantų. Tokie supaprastinti modeliai negali gerai ištirti pokyčių efekto esant įvairioms eksploatavimo sąlygoms, pavyzdžiui, padangų pripūtimo slėgiui, skirtingiems ratams ir autobuso vietų vibracijų reakcijoms į išorinį poveikį.

Daugelis analitinių ir eksperimentinių tyrimų apie kelių transporto priemonės važiavimo dinamiką buvo aprašyti šaltiniuose (Odhams 2006, Delaigue 2004, Caoa 2010, Hegazy 2000, Kaneko 2002, Caoa 2008, Azad 2007, Cann 2003, Cronjé 2010, Guo 2008). Pagrindiniai šių tyrimų tikslai: įvertinti transporto priemonių važiavimo kokybę, įvairių transporto priemonių pakabų slopinimo sistemas; įvertinti krovinių vibracijas ir krovinio įtaką dinaminiam perduodamumui per padangas keliui. Išsamių dvimačių ir trimačių transporto priemonių modelių buvo sukurta siekiant analizuoti sunkiųjų krovinių transporto priemonių važiavimo kokybę ir padangų jėgų charakteristikų nustatymą (Elmadany 1987, McFarlane 2000, Palkovics 2001, Winkler 2000, Jang 2000). Yra labai nedaug tyrimų, kuriais siekiama ištirti miesto autobusų charakteristikas. Boileau ir kt. (1992) ištyrė važiuojančio miesto autobuso aplinkos vibracijas. Buvo analizuojamas visą kūną veikiančios vibracijos, gaunamos iš kelio paviršiaus, poveikis vairuotojui. Sujatha ir kt. (1995), naudojant baigtinių elementų modelius, tyrė viso kūno vibracijos poveikį vairuotojui Indijos autobusuose. Važiavimo dinamikos tyrimai visada pabrėžė svarbų slopinimo sistemų vaidmenį transporto priemonėms (Du 2004, Xu 2004, Zhang 2004, Chen 2009).

Kelio įtaka transporto priemonės pakabai ir padangoms taip pat buvo aprašyta daugelyje tyrimų. Šiuose tyrimuose pagrindinis dėmesys skiriamas atkurti pakabos ir ašių konfigūracijos savybes (Nishiyama 2000, Eisele 2000, Mohammad 2008, Chen 2008, Yagiz 2008, Canale 2005). Tuo tarpu pakabos savybės ir padangų poveikis buvo nagrinėjamas tik ribotame skaičiujame tyrimų (Woodrooffe 1997). Šių tyrimų išvados pabrėžė, kad transporto priemonių su pneumatine pakaba važiavimas yra žymiai pranašesnis už važiavimą su plienine spyruokle.

Tolimesnė kelių ir vairuotojo komforto miesto autobusuose analizė reikalauja gerai apibūdinti miesto kelių profilio šiurkštumą. Įvairių greitkelių, antrinių kelių ir žvirkelių kelių profiliai buvo matuojami daugelyje tyrimų (Robson 1979, Chang 2010, Lin 2005, Yang 2005, Yang 2012). Plento ir antrinių kelių tyrimai įrodė, kad šių kelių nelygumo charakteristikos gali būti aprašytos Gauso atsitiktine funkcija (Boileau 1998). Kelių analizė parodė, kad miesto kelių nelygumų charakteristikos turi būti tarp žvirkelio ir vidutinio kelio charakteristikų (Rakheja 1989, Rakheja 2001).

1.3. Transporto priemonės konstrukcijos dinamikos analizė

Konstruojant transporto priemones daugiausia dėmesio skiriama važiuojančiųjų patogumui. Svarbiausia pakabos funkcija yra užtikrinti automobilio elastingą atramą, kad keleiviai važiuotų patogiai, bei izoliuoti nuo kelio paviršiaus nelygumų atsirandančius virpesius. Dar vienas nemažiau svarbus reikalavimas paka-

bos sistamai yra tas, kad ji turi stabilizuoti važiuojančią transporto priemonę, kai ji suka, stabdo ar/ir greitėja. Praktikoje dėl šių dviejų pagrindinių reikalavimų transporto priemonės judėjimui ir jos valdymui kyla prieštaravimas tarp „minkštos“ ir „kietos“ pakabos. Todėl galima teigti, jog sėkmingai suprojektuota pakabos sistema yra ta, kurioje suderinti šie reikalavimai.

Tyrimas, vertinantis miesto autobusų vibracijų poveikį vairuotojams nustatė, kad yra labai svarbu sumažinti sėdynės pakabos žemo dažnio vertikalios vibracijos perduodamas vairuotojui (Boileau 1998). Didelių amplitudžių vertikaliesiems virpesiams, kurie susijusę su amortizuojamosios masės didelėmis amplitudėmis esant rezonansiniam dažniui 1–1,5 Hz, susijungus su žemu sėdynės pakabos savuoju dažniu, gaunamos didelės vibracijos, kurios perduodamos vairuotojui. Atsižvelgiant į ilgą didelių amplitudžių virpesių poveikį važiavimo metu buvo pripažinta, kad reikia didinti tokių transporto priemonių važiavimo kokybę. Iš daugelio krovinių transporto priemonių atliktų važiavimo dinamikos tyrimų pagal atsitiktinius kelio nelygumus, buvo padaryta išvada, kad vertikalūs ir skersiniai judesiai yra svarbūs veiksniai, vertinant vairuotojo komfortą (Barak 1991, Demic 2002, Faris 2009, Hasbullah 2011, Ihsan 2007, Ihsan 2009). Viso vairuotojo kūno vibracijų poveikio tyrimas važiavimo metu reikalauja plačiau tyrinėti ir sudaryti labiau priimtina „visco“ elastinį žmogaus kūno modelį, kuris galėtų atkartoti sudėtingą biodinaminį elgesį esant 2 Hz ir didesnėms vibracijoms (Muluka 1993). Nors sunkiųjų transporto priemonių virpesiai dominuoja 1–20 Hz diapazone, žmogaus kūnas visada yra priimamas kaip standi masė, atsižvelgiant į susijusią sudėtingą gaunamą modelio dinamiką. Didelės žemo dažnio kėbulo amplitudės, autobuso kėbulo šuoliniai ir polinkio judesiai per gana trumpą laiką gali sukelti keleivių diskomfortą. Toks ilgai trunkantis žemo dažnio ir didelių amplitudžių virpesių poveikis gali būti susijęs su vairuotojo kūno diskomfortu, fiziologine žala ir neefektyviu darbo rezultatu (Ghoneim 1983, Yu 2012, Thrower 1979, Collop 2003, Chatti 2011, Ihsan 2008).

Transporto priemonės važiavimo aplinkos vibracijos gali būti išreikštos amortizuojamosios masės poslinkiu, greičiu, pagreičiu ar pagreitėjimu (Chatti 2009, Salama 2007, Homsy 2012, Kogo 2008, Bodin 2009). Daugelis tyrimų parodė gerą koreliaciją tarp vertikalios pagreičio ir subjektyvaus diskomforto (Dohi 1990, Chabot 2010, Olard 2003, Olard 2005). Amortizuojamosios masės atsako pagreitis gali būti plačiai naudojamas kaip transporto priemonės važiavimo kokybės įvertinimo priemonė. Tarptautinis standartas (ISO 2631), Britų standartas ir daug kitų standartų rekomenduoja naudoti svertinį pagreičio filtravimą, kuris įvertina žmogaus reagavimą į vibracijas (Dixon 1991, ISO 2631).

Sunkiųjų transporto priemonių važiavimo atsako charakteristikos buvo plačiai ištirtos atsižvelgiant į vairuotojo ir keleivio patogumą ir saugumą, ir galimą krovinių sugadinimą. Nors galima krovinių žala gali būti susijusi su ekstremaliu

vairavimu (impulsinis judesys) ir didelių amplitudžių virpesiais, keleivių komfortas ir saugumas gali būti susijęs su žemo dažnio vibracijomis. Vibracijų poveikis keleiviui visada yra nustatomas iš pagreičio lygio, kuris matuojamas ant keleivių sėdynės, o vibracijos perduodamumas įvairioms kūno dalims yra ignoruojamas. Tai dažniausiai siejama su atitinkamų matavimo sistemų galimybėmis ir žmogaus fiziologinių savybių nustatymo sudėtingumu (Barak 1991, Dohi 1990). Buvo pastebėta, kad sėdynė ir atbulinė nugarėlė gali keisti perduodamos vibracijos sėdinčiajam kūnui prigimtį.

Atsižvelgiant į matavimo sistemų, skirtų įvertinti virpesių poveikį konstrukcijai, pateikiamus rezultatus, važiavimo kokybės vertinimas, visų pirma, grindžiamas išmatuotų pagreičių ant vairuotojo sėdynės arba šalia jos. Transporto priemonių važiavimo kokybės vertinimas dažnai atliekamas įvertinant matavimų duomenis, kurie gauti važiuojant konkrečiais maršrutais. Tokie tyrimai gali veiksmingai teikti važiavimų grupavimą, atsižvelgiant į transporto priemonių skirtumus arba sudedamųjų dalių išsidėstymo skirtumus, o kelio dangos, transporto priemonės greičio įvertinimas dažnai padaro analizę sudėtingesnę. Buvo sukurti analitiniai modeliai skirti įvertinti važiavimo vibracijas ir apskaičiuoti įvairių projektavimo ir eksploataavimo veiksnių įtaką (Deb 2012, Fichera 2007, Soliman 2008).

Automobilių važiavimo dinamikos modeliai nuo transporto priemonės ketvirčio dviejų laisvės laipsnių modelių iki išsamių daugelio laisvės laipsnių trimatinių modelių buvo aprašyti literatūroje (Kenis 1991).

Padangų modeliai, aprašyti literatūroje, gali būti suskirstyti į keturias kategorijas pagal padangos-kelio kontaktą, taškinį kontaktą, standžios protektoriaus juostos, fiksuotos protektoriaus juostos ir prisitaikančios protektoriaus juostos (Kulakowski 1995, Gibby 1996). Atsižvelgiant į sunkumus, susijusius su prisitaikančios protektoriaus juostos modeliais ir žinių apie padangų savybes nebuvimu, visureigių ratų sąveika daugeliui sunkiųjų transporto priemonių modelių aprašoma kaip taškinis kontaktas (Cebon 1989).

Trys pagrindiniai reikalavimai suformuluoti pakabos konstrukcijai atlikus važiavimo analizę yra: (I) vibracijos lygį kurį suvokia vairuotojas ir keleivis, kuris gali būti susijęs su amortizuojamosios masės reakcija į greitėjimą (Hac 1987, Sun 2007, Patil 2013, Wang 2012, Barbosa 2010); (II) pakabos deformacijos, kurios parodo darbo arba tarpelio tarp pakabos ir rato reikalavimus; ir (III) padangų deformacijos, kurios parodo jėgų perdavimą nuo kelio į padangas (Muller 1996).

Transporto priemonių ketvirčio dviejų laisvės laipsnių modeliai buvo plačiai naudojami norint gauti pagrindines žinias apie pakabos parametrų poveikį transporto priemonės charakteristikoms, kurios veikiamos deterministiniais arba atsitiktiniais eismo sutrikimais. Kenis (1991) atliktame tyrime pateikė išsamius bandymus, kurie įvertina pakabos standumo ir slopinimo poveikį vidutinei

kvadratinei (RMS) reikšmei ir dažninėms transporto priemonės charakteristikoms. Tyrimo metu papildomai pateikiamos santykinės atsako charakteristikos, kurios gautos naudojant pasyvių ir idealių aktyvių pakabų septynių laisvės laipsnių trimatį automobilio modelį, kuris veikiamas periodiško ir šuolinio sužadinimo iš kelių (Oueslati 1994, Dulac 1993).

Transporto priemonių važiavimo vibracijos ir padangų jėgos yra stipriai susijusios su įvairių rūšių transporto priemonės vibracijomis. Automobilio vibracija ir dinaminės padangų apkrovos priklauso nuo pakabos ir padangų atkūriamųjų ir sklaidančiųjų savybių. Vibracijų slopinimas vyksta transporto priemonių ašyse. Tyrimas parodė, kad tinkamai sureguliuotas slopinimas gali sumažinti dinaminį apkrovos koeficientą (DAK) nuo 15 iki 20 % (Barak 1991, Els 2007, Deb 2012, Fichera 2007, Soliman 2008).

Dauguma transporto priemonių modelių, nepriklausomai nuo jų taikymo, naudoja linijines pakabos slopinimo charakteristikas (Solanki 2014, Stallmann 2014). Hidrauliniai amortizatoriai, esantys transporto priemonėse, turi pakopines slopinimo savybes, kurios yra asimetriškos suspaudimui ir ištempimui. Amortizatorių koeficientai dideli važiuojant nedideliu greičiu ir mažesni važiuojant dideliu greičiu. Tokių transporto priemonės slopinimo savybių vaidmuo kaip važiavimo atsakas buvo vertinamas analizuojant supaprastintus modelius (Oueslati 1994).

Transporto priemonės važiavimo charakteristikos vertinamos pagal vairuotojo vietai perduodamų vibracijų dydį ir dažnį. Dažniausiai vairuotojui nuovargis pasireiškia jautrumu vertikalios ir horizontalios vibracijos atitinkamai 4–8 Hz ir 1–2 Hz dažnių diapazonuose. Žmogaus jautrumas sukimo vibracijai daugiausia pasireiškia 0,5–1,5 Hz dažnių intervale.

Šiuolaikinių lengvųjų automobilių pakabos dažniai paprastai yra 1–1,2 Hz (nuo 60 iki 72 periodų per minutę) dažnių diapazone, o atitinkami statiniai poslinkiai yra nuo 175 iki 225 mm.

Tai reikštų, jog pakabos dažnis yra atvirkščiai proporcingas spyruoklės apkrovai ir dėl šios apkrovos atsiradusiam statiniam poslinkiui. Tai paaiškina, kodėl sunkiai pakrautame automobilyje važiuoti dažnai būna patogiau negu lengvai pakrautame, nors dėl didesnio statinio poslinkio yra sutrumpėjusi pakabos smūginė eiga. Šis nepatogumas gali būti pašalintas į pakabos sistemą įvedant pastovaus lygio savireguliacinę įrangą. Patogų važiavimą lengvai ir sunkiai pakrautame automobilyje gali lemti ir vien pakabos sistema, kuri automatiškai keičia savo standumą priklausomai nuo apkrovos taip, kad pakabos dažnis išliktų pastovus. Kadangi tarp to momento, kai priekiniai ratai pervažiuoja kliūtį, ir to momento, kai tą kliūtį pervažiuoja galiniai ratai, praeina tam tikras laiko tarpas. Automobilio galinės pakabos dažnis paprastai yra daromas kiek didesnis nei dažnis, parinktas automobilio priekinei pakabai. Tuomet galinės pakabos grei-

tesnis atstatantis efektas sinchronizuoja priekinės ir galinės dalies judesius ir taip sumažina išilginį supimą.

1.4. Modalinė analizė

Gerai žinoma, kad mechaninės struktūros gali rezonuoti, t. y. mažos jėgos gali sukelti dideles deformacijas ir gali atsirasti pavojus struktūrai.

Rezonansas – fizikinis reiškinys, kai sistemą veikiančios jėgos kitimo dažnis sutampa su tos sistemos laisvųjų svyravimų dažniu ir dėl to sistemai perduodama daugiausiai energijos bei ryškiai padidėja priverstinių svyravimų amplitudė.

Rezonansas gali būti tiek naudingas, tiek žalingas. Naudingas jis tada, kai reikia padidinti svyravimų amplitudę, pavyzdžiui, specialiais vibratoriais kalant polius, ardant kelio dangą, plūkiant gruntą. Nepageidaujamas mechaninis rezonansas yra tada, kai tampa mašinų, pastatų, tiltų bei kitokių įrenginių bei daiktų suirimo bei gedimų priežastimi. Tai nutinka, kai sistemą veikiančios jėgos kitimo dažnis sutampa su tos sistemos laisvųjų svyravimų dažniu, ir dėl to sistemai perduodama daugiausiai energijos, kuri dažnai turi griaunamąją galią.

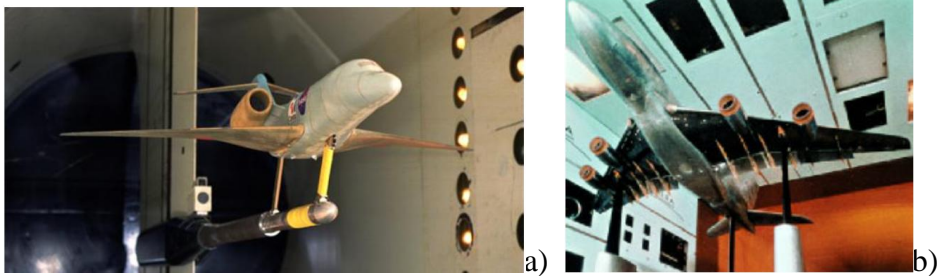
Vienas dažniausiai taikomų būdų yra kūno, kurį gali neigiamai paveikti rezonansas, masės didinimas arba mažinimas. Dėl kitokios masės kinta kūno savasis svyravimo dažnis ir jis nebesutampa su veikiančios jėgos kitimo dažniu. Kitas būdas – kuo tiksliau sucentruoti besisukančių mechanizmų detales, kad jų svyravimų dažnis nesutaptų su viso mechanizmo svyravimo dažniu. Taip pat inžinieriai ir architektai privalo iš anksto apskaičiuoti įrenginių bei pastatų savąjį svyravimo dažnį bei veikiančių pastate mašinų svyravimo dažnius, kad pastato ar mechanizmo eksploatacijos metu nepasireikštų rezonansas. Kas be ko, reikia atsižvelgti ir į dažnius jėgų, kurios galėtų paveikti pastatą ar mechanizmą.

Lėktuvų sparnai taip pat gali būti apkraunami panašiomis apkrovomis skrydžio metu. Prieš lėktuvo eksploataciją turi būti atliekami skrydžio testai, kurių metu siekiama nustatyti galimą rezonansinių dažnių pasireiškimą bei lėktuvo atsparumą vibracijai. Prieš pradedant skrydžio testus atliekami ir žemės vibracijos bandymai, taip pat skaitmeninis modeliavimas ir bandymai aerodinaminiam vamzdyje (žr. 1.6 pav.). Šių bandymų tikslas yra išankstinis problemų nustatymas.

Didžioji dalis praktikoje esančių, su triukšmu ir vibracija susijusių problemų yra susiję su rezonanso reiškiniu, kai veikiančios jėgos žadina vieną ar kelias virpesių modas. Virpesių modos, kurios yra veikiančių dinaminių jėgų dažnių diapazone visada atskleidžia galimas problemas. Sistemos modaliniai parametrai yra modalinis dažnis (savųjų virpesių arba tikrinis dažnis), modalinis slopinimas ir modos forma. Visų modų modaliniai parametrai mus dominančiame dažnių

diapazone sudaro visą dinaminę sistemą. Tačiau virpesių modos parodo laisvos sistemos dinamines savybes t. y. sistemos, kurios neveikia jokios jėgos.

Modalinės analizės metu nustatomi visi modaliniai sistemos parametrai, kurių reikia norint gauti matematinį dinamikos modelį. Matematinis modelis padeda suprasti kaip sistema veikia esant dinaminėms apkrovoms, imituoti ir prognozuoti atsaką į numanomas išorines žadinimo jėgas ir nustatyti besikeičiančias dinamines savybes dėl fizikinių pasikeitimų.



1.6 pav. „Cessna“ (a) ir „Airbus A380“ (b) sumažintų modelių bandymai aerodinamiame vamzdyje

Fig 1.6 Wind tunnel tests on a scaled model of (a) a Cessna and (b) an Airbus A380

Matematinis modelis iš esmės nėra pačios konstrukcijos modelis. Tai yra sistemos dinaminių savybių apribotų prielaidomis ir suvaržymais modelis. Modalinė analizė gali būti atlikta analitiškai arba eksperimentiškai. Analitiniai metodai paremti apskaičiuotu masės ir standumo pasiskirstymu tam tikrose ribų sąlygose. Šie skaičiavimai paprastai atliekami baigtinių elementų metodu (BEM). Gautas modelis sudarytas iš be galo didelio kiekio diferencialinių lygčių, kurios gali būti išspręstos tik panaudojant kompiuterius. Eksperimentiniai matematiniai modeliai gaunami iš išmatuotų modalinių duomenų, kurie vaizduoja sistemą veikiant išmatuotoms sąlygoms. Paprastai modelis yra sudarytas iš nepriklausomų diferencialinių lygčių, po vieną kiekvienai modai matavime. Idealiu atveju virpesių matavimas atliekamas paprasčiausiai žadinant sistemą matuojama jėga, matuojant atsaką į žadinimą ir apskaičiuojant santykį tarp žadinimo jėgos ir atsako spektrų. Tačiau praktikoje kyla keletas problemų: mechaninis triukšmas sistemoje, įskaitant nelinijinį; elektriniai triukšmai matavimų įrangoje; ribotas analizės tankis.

Dėl nepageidaujamo rezonanso subyrėjo pirmieji reaktyviniai lėktuvai, pasiekę greitį artimą garso greičiui (1200 km/h). Taip pat sugriūna tiltai, pastatai žemės drebėjimų metu arba stovintys šalia intensyvaus eismo gatvės, lūžta mašinų detalės, dūžta langai ir kt.

Rezonansas dažnai yra daugelio struktūrų ir mechanizmų valdymo problemų, kurios susijusios su virpesiais ir triukšmu, priežastis ar bent veiksnys.

Norint geriau suprasti virpesių sukeltas problemas struktūroms (objektams), reikia nustatyti ir kiekybiškai įvertinti rezonansinius dažnius. Šiomis dienomis modalinė analizė tapo labiausiai paplitusia priemone struktūrų (objektų) virpesių modų nustatymui. Kiekvienam naujam ar patobulintam mechaniniam produktui, kuris dirba dinaminiam režime ir/arba dinaminėje aplinkoje, turi būti atlikti dinaminiai bandymai ir įvertinta tikroji gaminio produkto dinaminė elgsena.

Modalinė analizė. Struktūros (objekto) dinaminis elgesys tam tikrame dažnių diapazone gali būti modeliuojamas (suprantamas) kaip atskirų modų virpesių rinkinys. Daroma prielaida, kad struktūra (objektas) elgsis kaip linijinė ir laike nekintanti sistema. Parametrai, kurie apibūdina kiekvieną modą yra: savasis dažnis arba rezonansinis dažnis, (modalinis) slopinimas, modos forma.

Šie parametrai yra vadinami modaliniais parametrais. Turint modalinius parametrus, galima įvertinti, nagrinėti ir suprasti rezonansinių dažnių (modų) poveikį tiriamajai struktūrai (objektui). Be to, modalinės analizės rezultatai vėliau gali būti naudojami atskirų problemų (susijusių su konkrečia moda) sprendimui.

Modaliniai parametrai parodo būdingas struktūros (objekto) savybes, kurios yra nepriklausomos nuo išorinio žadinimo.

Modalinė analizė yra procesas, kurio metu randami modaliniai parametrai panaudojant matematinius modelius, kurie įvertina dinaminis struktūros (objekto) atsakus.

Modalinė analizė gali būti atlikta naudojant analitinius, skaitinius arba eksperimentinius metodus.

Modaliniai parametrai gali būti gauti lyginant struktūros (objekto) padėties (pozicijos) virpesių matavimo rezultatus su atraminio ar atraminių padėties (pozicijos) virpesių matavimo rezultatais. Atraminės bei kitos matavimo padėties (pozicijos) yra numatomos įvertinant tiriamąją struktūrą (objektą). Lyginant struktūros (objekto) padėties virpesių matavimo rezultatus yra naudojamos dažninės atsako funkcijos (angl. Frequency Response Functions (FRF)). Padėtis (pozicija) yra struktūros (objekto) taškas ir priklausomai nuo struktūros (objekto) turintis kryptį vektorius ir vadinamas laisvės laipsniu (angl. Degree of Freedom (DOF)). Rezonansinius dažnius ir slopinimo koeficiento reikšmes galima rasti iš bet kurių struktūros (objekto) dažninės atsako funkcijos matavimų. Todėl šie du modaliniai parametrai yra vadinami „globalūs parametrai“. Norint tiksliai nustatyti modos formą, dažnio atsako matavimai turi būti atliekami pakankamam skaičiui laisvės laipsniu, kad būtų pakankamai išsamiai pateikta struktūros (objekto) modos forma. Modalinių parametru

nustatymas (ištraukimas) iš dažninių atsako funkcijų gali būti atliekamas naudojant matematinių kreivės aproksimavimo algoritmų įvairovę.

Dažninė atsako funkcija išreiškiama:

$$H(\omega) = \frac{Y(f)}{X(f)} = \frac{I\text{šeitis}}{I\text{vestis}} = \frac{J\text{udesys}}{J\text{ėgė}} = \frac{A\text{tsakas}}{Ž\text{adinimas}}, \quad (1.3)$$

čia $Y(f)$ – sistemos išėjimo signalo dažninė išraiška; $X(f)$ – sistemos įėjimo signalo dažninė išraiška.

Dažninės atsako funkcijos gaunamos naudojant daugiakanalių sparčiosios Furjė transformacijos (angl. fast Fourier transform (FFT)) matavimus. Tam, kad būtų gautos šios dažninės atsako funkcijos, turi būti matuojama sužadinimo jėga (veikiant plaktuku arba vibratoriumi) ir atsako virpesiai. Dažninės atsako funkcijos gali būti pateiktos įvairiais būdais, priklausomai nuo atsako matavimo būdo. Jei virpesių atsakas yra pagreitis, dažninės atsako funkcijos išreiškiamos pagreičio funkcijomis, kurios dažnių srityje parodo pagreičio ir jėgos tarpusavio santykį. Jei virpesių atsakas yra greitis, dažninės atsako funkcijos išreiškiamos mobilumo funkcija. Jei virpesių atsakas yra poslinkis, dažninės atsako funkcijos išreiškiamos atitikties užtikrinimo funkcija.

Naudojant modalinę analizę trys prieš tai minėti virpesių atsako matavimai duoda tokią pačią informaciją ir tarpusavyje yra susiję vienas su kitu per integravimą arba diferenciovimą bei susiję per daugiklį $j\omega$ dažnių srityje, kur ω yra kampinis dažnis.

Eksperimentinė modalinė analizė. Eksperimentinė modalinė analizė yra procesas, kurio metu naudojant eksperimentinius duomenis galima nustatyti modalinius parametrus (savasis dažnis, slopinimo koeficientas ir modos forma). Modaliniai parametrai nustatomi pasirinktame dažnių diapazone (intervale). Modos forma yra struktūros (objekto) įlinkis, kuris parodo konkrečios modos santykinį poslinkį tarp visų struktūros (objekto) dalių (Reynders 2008, Pintelon 2007, Magalhae 2011).

Modaliniai parametrai yra svarbūs, nes jie aprašo struktūrai (objektui) būdingas dinamines savybes. Modalinių parametrų rinkinys yra unikalus skaičių rinkinys, kuris gali būti naudojamas struktūros (objekto) modeliui patvirtinti ir atnaujinti, konstrukcijos įvertinimui ir tikrinimui, lyginamajai analizei, gedimų paieškai ir pašalinimui, kokybės kontrolės arba struktūros (objekto) „gyvybiškai“ svarbių parametrų stebėsenai (Reynders 2012, Carne 2010).

Klasikinės modalinės analizės metu modaliniai parametrai randami naudojant modelį, kurio pagrindą sudaro dažninės atsako funkcijos (angl. Frequency Response Functions) arba impulso atsako funkcijos (angl. Impulse Re-

sponse Functions) (Au 2012, Troyer 2009, Döhler 2013, Reynders 2011). Šiose funkcijose atitinkamai vertinami ir lyginami įeinančios žadinimo jėgos parametrai ir virpesių atsakas. Operacinėje modalinėje analizėje (OMA), modalinis identifikavimas (modalinių parametų suradimas) atliekamas remiantis tik virpesių atsako analize. Atliekant OMA yra naudojama daug skirtingų modalinių parametų identifikavimo būdų. Naudojami du skirtingi metodai: pirmas neparаметrinis metodas, kuris grindžiamas dažninės srities suskaidymu (angl. Frequency Domain Decomposition (FDD)); antras parametris metodas, kuris grindžiamas neapdorotų duomenų laiko srityje analize ir kur naudojamas stochastinis erdvės identifikavimo (angl. Stochastic Subspace Identification (SSI)) algoritmas.

Dažninės srities suskaidymas. Dažninės srities suskaidymas yra pagrindinės dažnių srities (angl. Basic Frequency Domain (BFD)) metodo tęsinys, kuris dažniau vadinamas pikas-pikas (angl. Peak-Picking) metodu (Döhler 2013, Reynders 2008). Šiame metode nustatomos modos gali būti apskaičiuotos iš spektrinių tankių. Tai neparаметrinis metodas, kurio metu modaliniai parametrai gaunami iš signalo apdorojimo. Dažninės srities suskaidymo metodas iš duomenų rinkinių nustato modas naudojant vienetinės vertės skaidymo (angl. Singular Value Decomposition (SVD)) metodą (Carden 2011, Dooms 2006, Reynders 2007, Reynders 2014). Šis skaidymas atitinka vieno laisvės laipsnio identifikavimo sistemą kiekvienai vienetinei vertei. Santykis tarp įvesties $x(t)$ ir išėjimo $y(t)$ gali būti parašytas tokia forma:

$$[G_{yy}(\omega)] = [H(\omega)]^* [G_{xx}(\omega)] [H(\omega)]^T, \quad (1.4)$$

čia $[G_{xx}(\omega)]$ yra įvesties galios spektrinių tankių (angl. Power Spectral Density (PSD)) matrica. $[G_{yy}(\omega)]$ yra išėjimo galios spektrinių tankių matrica ir $[H(\omega)]$ yra dažninės atsako funkcijos matrica.

Kitas būdas suprasti atsako signalus $y(t)$ ir jų išskaidymą į modas $[\Phi]$ yra išreiškiamas per modalines koordinates $q(t)$:

$$y(t) = [\Phi]q(t). \quad (1.5)$$

Naudojant lygtį (1.5) atsižvelgiant į koreliacinės matricos atsakui išraiška $[C_{yy}(\tau)]$ gauname:

$$\begin{aligned} [c_{yy}(\tau)] &= E\{y(t+\tau)y(t)^T\} = \\ &= E\{\Phi q(t+\tau)q(t)^H \Phi^H\} = [\Phi][c_{qq}(\tau)][\Phi]^H. \end{aligned} \quad (1.6)$$

Taikant Furjė transformacijas lygtis 1.6 tampa:

$$[c_{yy}(\omega)] = [\Phi][c_{qq}(\omega)][\Phi]^H, \quad (1.7)$$

čia $[G_{qq}(\omega)]$ yra modalinių koordinačių spektrų matrica.

Dažninės srities suskaidymo metodas remiasi atsako spektro Ermitinės matricos vienetinės vertės išskaidymu kiekvienam dažniui:

$$[c_{yy}(\omega)] = [V][S][V]^H, \quad (1.8)$$

$$\text{čia } [V][V]^H = [I] \quad (1.9)$$

čia $[S]$ yra vienetinės vertės įstriža matrica ir $[V]$ yra vienetiniams vektoriams ortogonalioji matrica. Vienetiniai vektoriai (stulpeliai $[V]$ matricoje) yra taip pat ortogonalūs. Matricos V viršutinis indeksas H žymi Ermitinę transformaciją. $[S]$ yra vienetinės vertės įstriža matrica:

$$[S] = \text{diag}(s_1, \dots, s_r) = \begin{bmatrix} s_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & s_2 & 0 & \dots & \dots \\ 0 & 0 & s_3 & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & s_r & 0 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (1.10)$$

S matricos s_i elementai atitinkami jų vienetiniai vektoriai yra pateiktos matricos U ir V .

Modų matricos $[\Phi]$ išraiška:

$$[\Phi] = [\{\phi_1\} \{\phi_2\} \{\phi_3\} \dots \{\phi_r\}], \quad (1.11)$$

čia ϕ_i yra atskirų modų formos.

Iš laikinės slopstančio signalo funkcijos, kuri taip pat yra auto koreliacijos funkcija daugelio laisvės laipsnių sistemos, savasis dažnis ir slopinimo koeficientas yra nustatytomi įvertinant signalo kitimą laike ir logaritminį dekrementą. Pirmiausia visų maksimalių reikšmių kraštutinumai r_k , tiek aukščiausių iškilimų ir įdubimų reikšmės randamos iš koreliacijos funkcijos. Logaritminis dekrementas δ yra gaunamas:

$$\delta = \frac{2}{k} \ln \left(\frac{r_0}{|r_k|} \right), \quad (1.12)$$

čia r_0 yra koreliacijos funkcijos pradinė vertė ir r_k yra k -oji maksimali reikšmė. Taigi, logaritminį dekrementą ir koreliacinės funkcijos pradines vertes, galima rasti iš tiesinės regresijos $k\delta$ ir $2\ln(|r_k|)$, bei slopinimo koeficientas yra apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}}. \quad (1.13)$$

Panašiai nustatomas ir savasis dažnis. Dažnis randamas darant tiesinę regresiją tarp laikinio signalo ir maksimalių reikšmių laikinių verčių, o slopinamas savasis dažnis f_d su neslopinamu savuoju dažniu f susije:

$$f = \frac{f_d}{\sqrt{1 - \zeta^2}}. \quad (1.14)$$

Maksimalios vertės ir jų laikinės vertės randamos naudojant kvadratinę interpoliaciją, o laikiniai perėjimai randami naudojant tiesinę interpoliaciją.

1.5. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

1. Siekiant suprasti kylančių virpesių priežastis ir pašalinti dėl jų kylančias problemas, turi būti atlikti reikšmingų autobuso taškų virpesių bandymai ir atlikta operacinė modalinė analizė. Eksperimentinių bandymų rezultatai bei modeliavimo rezultatai patvirtina ir išaiškina kylančių virpesių prigimtį.

2. Važiavimo komfortas yra jautrumas dažnių juostoje atsirandančioms dominuojančioms amplitudėms. Žmogaus organizmas yra labai jautrus vertikaliems virpesiams dažnių diapazone 4–8 Hz. Todėl būtina įvertinti autobuso konstrukcijos slopinimo sistemas bei jų kokybę mažinant kylančius sužadinimus nuo kelio ir kitų poveikių (variklio darbas ir pan.).

3. Modeliavimas ir virpesių bandymai, įskaitant operacinę modalinę analizę, naudojami užtikrinti transporto priemonių eksploatavimo kokybę bei leidžia projektavimo metu naudoti optimalius sprendimus, kurie pagerintų važiavimo komfortą.

4. Žemagrindžio autobuso eksploatacijos metu atsirandantys virpesiai susiję su pakabos savybėmis. Svarbiausi parametrai, įtakojęntys eksploatavimo kokybę, yra dinaminės žemagrindžio autobuso ir jo pakabos savybės: pagreitis, pagreičio amplitudė, dažninės reikšmės, savieji konstrukcijos elementų dažniai, slopinimo ir standumo koeficientai.

5. Suformuluoti tokie uždaviniai:

1. Įvertinus pasaulinę patirtį ir atlikus mokslinius tyrimus šioje srityje, suformuluoti darbo problematiką, tyrimo tikslą ir metodus.

2. Sudaryti žemagrindžio autobuso dinامينius ir matematinius modelius, atlikti sistemos modeliavimą, remiantis eksperimentiškai surastomis netiesinėmis amortizatorių slopinimo charakteristikomis, ir įvertinti važiavimo parametrų įtaką komfortiškumui. Atlikti modeliavimo rezultatų palyginimą, kai naudojami tiesiniai ir netiesiniai slopinimo koeficientai.

3. Atlikti žemagrindžio autobuso pakabos ir rėmo charakteringų taškų virpesių eksperimentinius matavimus, įvertinti įvairių žadinimo sąlygų įtaką komfortiškumui. Patikrinti teorinių ir eksperimentinių rezultatų atitikimą.

4. Pritaikyti žemagrindžio autobuso konstrukcijos modalinių parametrų nustatymui eksperimentinės modalinės analizės tyrimo metodą. Išanalizuoti eksperimentinės modalinės analizės rezultatus ir juos pritaikyti dinaminų parametrų nustatymui.

5. Sukurti žemagrindžio autobuso pakabos ir rėmo taškų virpesių parametrų analizės metodą. Sudaryti autobuso vibracinių signalų parametrų kovariacinį modelį. Atlikti įvairių autobuso taškų virpesių parametrų analizę.

Žemagrindžio autobuso analitiniai dinaminiai tyrimai

Šio skyriaus tyrimų tikslas – išanalizuoti žemagrindžio autobuso dinامينius parametrus, taikant virpesių lygtis. Tikslui pasiekti pirmiausia buvo sudarytas 1/2 autobuso sistemos dinaminis modelis ir atliktas sistemos modeliavimas žadinant realių amplitudžių reikšmėmis. Sudarytas autobuso sistemos dinaminis modelis leidžia analizuoti charakteringus ir pavojingus autobusui dinامينius virpesius. Skyriaus tematika paskelbti du autorės straipsniai (Žuraulis *et al.* 2013; Kemzūraitė *et al.* 2014).

2.1. Žemagrindis autobusas

Viešojo transporto autobusai būna įvairių konstrukcijų. Žemagrindžiai autobusai plačiai naudojami visuomeniniame transporte. Miestų autobusų parką sudaro ne vien nauji, bet ir senesnio modelio autobusai.

Nors komercinių krovininių automobilių dinaminės ratų apkrovos variantai buvo plačiai ištirti, atlikta tik keletas tyrimų miesto ar užmiesčio autobusų važiavimo ir dinaminės ratų apkrovos charakteristikoms nustatyti (Hedrick 1985, Adenkola 2009, Minka 2007, Olorunshola 2011). Šie tyrimai atskleidė, kad įvairūs konstrukciniai sprendimai ir eksploataavimo sąlygos daro nemažą įtaką auto-

mobilių kelio dangai perduodamoms dinaminėms ratų apkrovoms ir važiavimo metu sukeltoms vibracijoms, perduodamoms vairuotojui/keleiviui transporto priemonėje (Lin *et al.* 1994). Žinoma, kad prie dinaminės ratų apkrovos ir ir važiavimo kokybės labai prisideda tokie veiksniai: a) eksploataavimo sąlygos: kelių nelygumai, greitis ir didžiausias pakrautos transporto priemonės leistinas svoris; b) įvairūs konstrukciniai sprendimai, susiję su ašinėmis apkrovomis, ašių konfigūracija, pakabos ir padangų statinėmis ir dinaminėmis savybėmis. Transporto priemonės pakabos ir padangos vaidmuo, atsižvelgiant į sunkiųjų transporto priemonių įtaką kelio apkrovimui, buvo nagrinėti daugelyje tyrimų. Tačiau daugiausia dėmesio skiriama pakabos ir ašių konfigūracijos savybėms atkurti (Lin *et al.* 1994). Pakabos ir padangų slopinimo savybių poveikis buvo nagrinėjamas tik nedaugelyje tyrimų. Atlikus tyrimus, padaryta išvada, kad važiavimo metu transporto priemonės su pneumatine pakaba yra žymiai pranašesnės už transporto priemones, kurių pakabos turi plieninę spyruoklę.

Buvo tirtas *Mercedes Benz O405* žemagrindis autobusas. Tai populiariausias žemagrindžio autobuso modelis Europoje. Daugelio gamintojų žemagrindžiai miesto autobusai yra tipinės konstrukcijos. Tai leidžia nagrinėti šį autobusą kaip plataus pritaikymo tyrimo objektą bei gautus tyrimo rezultatus ir dėsningumus pritaikyti ir kitiems žemagrindžiams autobusams. Pagrindiniai autobuso parametrai pateikti 2.1 lentelėje.

2.1 lentelė. Žemagrindžio autobuso duomenys

Table 2.1. Data of the low-floor bus

Parametrai	Tuščias	Pusiau pakrautas	Pilnai pakrautas
Autobuso konstrukcijos masė, kg	9320	13116	17200
Inercijos momentas J , $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	124195	150024	175035
Priekinės pakabos masė, kg	700	700	700
Galinės pakabos masė, kg	1250	1250	1250
Priekinės pakabos standumo koeficientas k_1 , N/m	1000000	2000000	3000000
Priekinės pakabos slopinimo koeficientas h_1 , Ns/m	7500	7500	7500
Galinės pakabos standumo koeficientas k_2 , N/m	2000000	4000000	6000000
Galinės pakabos slopinimo koeficientas h_2 , Ns/m	15000	15000	15000
Ratų standumo koeficientai k_3 ir k_4 , N/m	921607	921607	921607
Ratų slopinimo koeficientai h_3 ir h_4 , Ns/m	800	800	800

Autobusas per dieną nuvažiuoja vidutiniškai 300 km. Amortizatoriai keičiami kas 120 000 km. Atlikta žemagrindžių autobusų konstrukcijų analizė leido įvertinti pagrindinius tokio tipo žemagrindžių autobusų geometrinius parametrus. *Mercedes Benz O405* autobuso sistemą sudaro:

- ratai su padangomis – neamortizuotoji masė;
- pakaba (amortizatoriai, oro pagalvės);
- rėmas (kėbulas) – amortizuotoji masė.

Šiame darbe buvo naudojami inercijos parametrai, pakabos komponentų parametrai ir geometriniai autobuso parametrai. Geometriniai duomenys ir fizikinės konstantos paimtos iš gamintojo pateiktos techninės žemagrindžio autobuso charakteristikos. Inercijos momentai apskaičiuojami pagal autobusų gamintojo parametrus. Pakabos amortizatorių charakteristikos gautos atliekant laboratorinius bandymus Varšuvos pramonės institute. Pakabos oro pagalvių ir padangų charakteristikos gautos remiantis kitų šalių mokslininkų atliktais bandymais (Rakheja *et al.* 1999).

2.2. Miesto autobusų modelis išilginiame pjūvyje

Daugiausia miesto viešajame transporte naudojami žemagrindžiai autobusai. Įvairių autobusų projektavimo specifikacijos akivaizdžiai parodo, kad visi autobusai eksploatuojami pagal atitinkamus svorius ir matmenų charakteristikas, o ašys pagal tam tikrus panašumus, tokius, kaip pakabos komponentai, geometrinis išdėstymas ir sujungimai. Kitų modelių autobusų gamintojų geometrinės ir inercinės savybės gali šiek tiek skirtis.

Šiame tyrime modelis sudarytas išilginėje plokštumoje. Jis gali būti taikomas įvairių gamintojų tokio tipo autobusams. Šis modelis buv pritaikytas žemagrindžiam miesto autobusui. Priekinės pakabos ašis susideda iš vienos oro pagalvės abiejose pusėse, nutolusios per 0,2032 m atstumą nuo priekinės ašies išilgine kryptimi, ir vieno amortizatoriaus, montuojamo statmenai oro pagalvei. Galinė pakaba susideda iš dviejų oro pagalvių abiejose pusėse ir dviejų amortizatorių, montuojamų arti oro pagalvių. Oro pagalvės nutolusios per 1,391 m atstumą viena nuo kitos išilgine kryptimi.

Pakabos jėgos. Pakabos jėgos susidaro dėl pneumatinės slopinimo sistemos ir amortizatorių, kurie yra aprašomi netiesinėmis charakteristikomis. Pateiktos žemagrindžio miesto autobuso sistemos komponentinis modelis integruojamas išilginėje plokštumoje. Pagal pateiktą dinaminį modelį galima spręsti amortizuotosios ir neamortizuotosios masės judesio uždavinius.

Modeliai komponentų charakteristikoms apibūdinti. Miesto autobusų padangų apkrovos važiavimo metu yra tiesiogiai susijusios su statinėmis ir dinaminėmis pakabos komponentų bei padangų savybėmis, kurios yra netiesinės funkcijos.

jos, priklausančios nuo įvairių projektavimo ir eksploataavimo veiksnių. Todėl analitinis modelis būna veiksmingas, jei tiksliai nustatomos modelio sudedamųjų dalių statinės ir dinaminės savybės. Be to, komponentų koeficientai ir modeliai turi būti priartinti prie realių reikšmių visame eksploataavimo diapazone. Jėgos, kurias sukuria pakabos komponentai, yra netiesinės funkcijos, priklausančios nuo komponentų konstrukcijos bei amortizuojamosios ir neamortizuojamosios masės poslinkių ir greičių. Jėgos, kurias sukuria transporto priemonės padangos, priklauso nuo statinės apkrovos ir padangų slėgio.

Kaip jau buvo aptarta literatūros apžvalgoje, žemagrindžiai miesto autobusai būna eksploatuojami įvairiomis sąlygomis, tačiau šiame eksploataavimo sąlygų spektre komponentų savybės nebuvo tinkamai kiekybiškai nustatytos. Buvo atlikti tyrimai, kuriais buvo siekiama nustatyti skirtingų miesto autobusų pakabos komponentų charakteristikas (Boileau, Boutin 1992, Boileau *et al.* 2002). Gauti šių tyrimų bandymų rezultatai, apibūdinantys pakabos oro pagalves, naudojami tiksliesiems netiesinių komponentų modeliams kurti, kurie yra įtraukti į žemagrindžio miesto autobuso sukurtą modelį išilginėje plokštumoje. Sudedamosios modelio dalys yra aprašomos fizikos dėsniais ir regresine analize, kurie aprašyti tolimesniuose skyriuose.

Pakabos oro pagalvės (oro spyruoklės). Lankščios, ant ašies pritvirtintos oro pagalvės, yra miesto autobuso pakabos tamprusis elementas, jungiantis pakabą su rėmu. Skirtingai nei komercinių krovininių automobilių žemagrindžių miesto autobusų pakabos ir padangų apkrovos gali gerokai skirtis dėl kintančio vežamų keleivių skaičiaus. Priekinės ašies apkrova modelyje kinta nuo 40 kN (kai nėra keleivių) iki 61 kN (kai pilnai apkrautas), o galinės ašies apkrova kinta nuo 81 kN iki 116 kN. Pagal Rakheja *et al.* (1999) atliktus bandymus laboratorijoje, buvo nustatytos priekinės bei galinės pakabos ašių oro pagalvių slėgio deformacijos ir jėgos-deformacijos charakteristikos, esant skirtingoms statinėms apkrovoms.

Autobuso dinaminis modelis. 1/2 žemagrindžio miesto autobuso dinaminio modelio schema pavaizduota 2.2 pav. Modelį sudaro amortizuotosios ir neamortizuotosios masės, amortizatoriai, oro pagalvės ir padangos. Amortizuotoji masė m atitinka vientisą kėbulo, važiuoklės ir keleivių masę. Neamortizuotosios masės m_1 ir m_2 atitinka priekinės ir galinės ašių ir ratų mases.

Žemagrindžio miesto autobuso dinaminiame modelyje laikomasi tokių prielaidų:

- autobusas yra simetriškas išilginės svorio centro ašies atžvilgiu;
- autobuso rėmas, priekinė ir galinė pakabos yra standūs kūnai;
- autobuso variklis yra įtrauktas į autobuso rėmą. Taip pat nebuvo atsižvelgta į variklio sukeltus virpesius;
- standumo elementų charakteristikos yra tiesinės;
- autobuso ratai nuolat kontaktuoja su kelio paviršiumi.

Pagal 2.1 pav. pavaizduotą dinaminį modelį sudaromos judėjimo lygtys.

Judėjimo lygtys. Žemagrindis miesto autobusas vaizduojamas kaip 4 DOF sistema (kaip parodyta 2.1 pav.), darant prielaidą, kad transporto priemonės sukimosi ir skersinė dinamika važiavimo ir dangos atsako į apkrovą metu turi nedidelį poveikį tiriamajai sistemai. Neamortizuotoji masė yra 1 DOF sistema (Chen 2008). Dėl pakabos oro pagalvių ir amortizatorių išdėstymo miesto autobuso modelyje vis dėlto gali atsirasti tam tikri išilginiai momentai ties ašies viduriu. Šie momentai yra svarbūs esant amortizuotosios masės išilginiams virpesiams, kuriuos gali sukelti kelio nelygumai ir/ar stabdymas.

Amortizuotoji masė vaizduojama kaip kietas standus kūnas. Tačiau abejotina, ar šis supaprastinimas pagrįstas, kai kalbama apie modernias lengvasvores važiuokles, kuriose gali vykti dideli poslinkiai. Miesto autobusas yra sudėtinga virpamoji sistema, turinti savyje tamprius, disipacinius ir kitokius ryšius. Išvedant tokios sistemos diferencialines lygtis, tikslinga taikyti antrojo tipo Lagranžo lygtį:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{q}_i} \right) - \frac{dT}{dq_i} + \frac{d\Phi}{d\dot{q}} + \frac{d\Pi}{dq_i} = Q_i(t), \quad (2.1)$$

čia T , Π , Φ – sistemos kinetinė, potencinė energijos ir disipacinė funkcija; q , \dot{q} , \ddot{q} – apibendrinta koordinatė, apibendrintos koordinatės pirmoji išvestinė ir apibendrintos koordinatės antroji išvestinė, $Q(t)$ – išorinio žadinimo jėga.

Žemiau pateiktos apibendrintų koordinačių z , z_1 , z_2 ir φ lygtys.

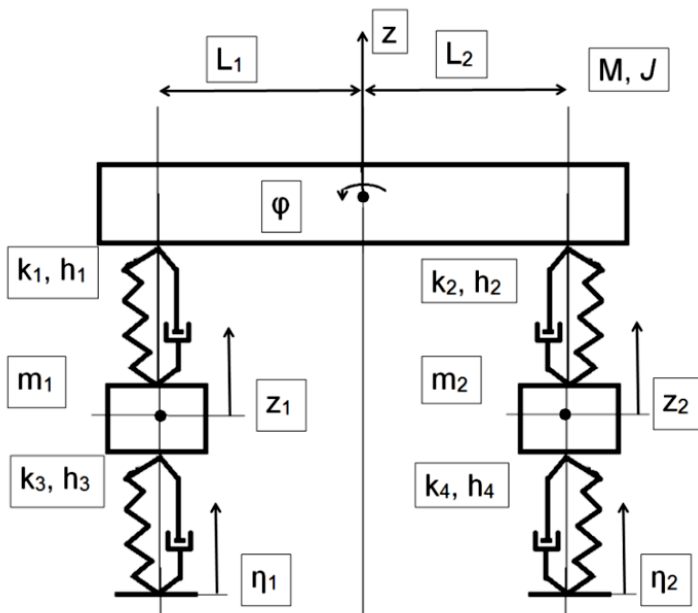
$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{z}} \right) - \frac{dT}{dz} + \frac{d\Phi}{d\dot{z}} + \frac{d\Pi}{dz} = Q_1, \quad (2.2)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{z}_1} \right) - \frac{dT}{dz_1} + \frac{d\Phi}{d\dot{z}_1} + \frac{d\Pi}{dz_1} = Q_2, \quad (2.3)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{z}_2} \right) - \frac{dT}{dz_2} + \frac{d\Phi}{d\dot{z}_2} + \frac{d\Pi}{dz_2} = Q_3, \quad (2.4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\varphi}} \right) - \frac{dT}{d\varphi} + \frac{d\Phi}{d\dot{\varphi}} + \frac{d\Pi}{d\varphi} = Q_4, \quad (2.5)$$

čia $z, \dot{z}, z_1, \dot{z}_1, z_2, \dot{z}_2$ – poslinkis ir greitis; $\varphi, \dot{\varphi}$ – kampas ir kampinis greitis; Q_i – išorinio žadinimo jėga.



2.1 pav. 1/2 Autobuso dinaminis modelis

Fig. 2.1. The dynamic model of the 1/2 bus

Anksčiau pateiktose lygtyse (2.2, 2.3, 2.4 ir 2.5) kinetinė, potencinė energijos ir disipacinė funkcija turėtų tokias išraiškas:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} I \dot{\varphi}^2, \quad (2.6)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \left(k_1 (z - L_1 \varphi - z_1)^2 + k_2 (z + L_2 \varphi - z_2)^2 + \right. \\ \left. + k_3 (z_1 - \eta_1)^2 + k_4 (z_2 - \eta_2)^2 \right), \quad (2.7)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \left(h_1 \dot{\Delta}_1^2 + h_2 \dot{\Delta}_2^2 + h_3 \dot{\Delta}_3^2 + h_4 \dot{\Delta}_4^2 \right), \quad (2.8)$$

$$dw = Q_1 dz + Q_2 dz_1 + Q_3 dz_2 + Q_4 d\varphi. \quad (2.9)$$

2.8 lygtyje $\dot{\Delta}_1 = \dot{z} - L_1 \dot{\varphi} - \dot{z}_1$, $\dot{\Delta}_2 = \dot{z} + L_2 \dot{\varphi} - \dot{z}_2$, $\dot{\Delta}_3 = \dot{z}_1 - \dot{\eta}_1$, $\dot{\Delta}_4 = \dot{z}_2 - \dot{\eta}_2$, L_1, L_2 – atstumai (2.2 pav.), m. Visos sistemos matematinę modelį sudarys antros eilės diferencialinių lygčių sistema kartu su ryšio lygtimis:

$$[A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [D]\{q\} = \{Q(t)\}, \quad (2.10)$$

čia (A) , (B) , (D) – inercijos, slopinimo ir standumo matricos; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ – poslinkio, greičio ir pagreičio vektoriai, $\{Q(t)\}$ – jėgų vektorius.

Inercijos, slopinimo, standumo bei poslinkio, greičio, pagreičio ir jėgų vektorių matricų reikšmės pateiktos žemiau:

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}, \quad (2.11)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix}, \quad (2.12)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & d_{14} \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} & d_{24} \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & d_{34} \\ d_{41} & d_{42} & d_{43} & d_{44} \end{bmatrix}, \quad (2.13)$$

$$\{q\} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{Bmatrix}, \quad \{\dot{q}\} = \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \end{Bmatrix}, \quad \{\ddot{q}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \\ \ddot{q}_4 \end{Bmatrix}, \quad (2.14)$$

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \end{Bmatrix}. \quad (2.15)$$

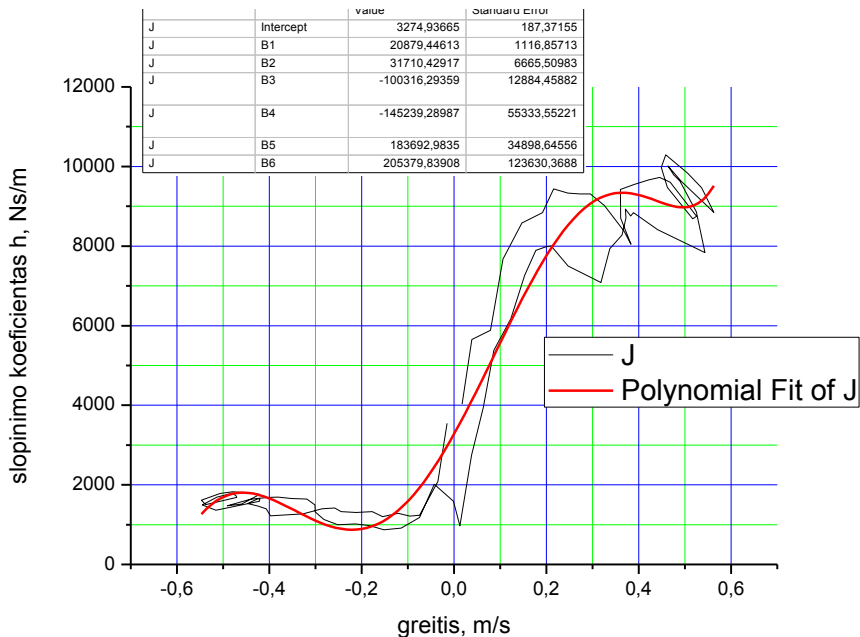
Ištačius inercijos, slopinimo, standumo matricių ir poslinkio, greičio, pagreičio ir jėgos vektorių reikšmes į 2.10 formulę, gaunama sistemos dinamikos lygtis matricinėje formoje:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} h_1 + h_2 & L_2 h_2 - L_1 h_1 & -h_1 & -h_2 \\ L_2 h_2 - L_1 h_1 & L_2^2 h_2 + L_1^2 h_1 & L_1 h_1 & -L_2 h_2 \\ -h_1 & L_1 h_1 & h_1 + h_3 & 0 \\ -h_2 & -L_2 h_2 & 0 & h_2 + h_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & L_2 k_2 - L_1 k_1 & -k_1 & -k_2 \\ L_2 k_2 - L_1 k_1 & L_2^2 k_2 + L_1^2 k_1 & L_1 k_1 & -L_2 k_2 \\ -k_1 & L_1 k_1 & k_1 + k_3 & 0 \\ -k_2 & -L_2 k_2 & 0 & k_2 + k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \phi \\ z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_3 \eta_1 + k_3 \dot{\eta}_1 \\ k_4 \eta_2 + k_4 \dot{\eta}_2 \end{bmatrix}. \quad (2.16)$$

Pateiktos lygtys (2.1–2.16 lygtys) aprašo autobuso matematinį modelį su linijiniais standumo ir slopinimo koeficientais (iš 2.1 lentelės). Oro pagalvių standumo koeficientai gauti iš mokslinės literatūros (Rakheja *et al.* 1999) apžvalgos,

kurioje nustatyta, kad oro pagalvių standumo koeficientas priklauso nuo autobuso apkrovos.

Papildomai atliktas modeliavimas, naudojant netiesines slopinimo charakteristikas, kurios nustatytos atlikus eksperimentinį tyrimą. Modeliuojant su netiesinėmis charakteristikomis, 2.16 lygtyje naudojamos netiesinės slopinimo koeficientų priklausomybės $h_1 = f(\dot{z}_1)$ ir $h_2 = f(\dot{z}_2)$, kurios pateiktos 2.3 pav. Netiesinės charakteristikos gautos iš amortizatorių tyrimų, kurių rezultatai pateikti A priede. 2.3 pav. pateikta amortizatoriaus slopinimo koeficiento priklausomybė nuo greičio. Priklausomybė aprašyta 6 eilės polinomu pagal modelį $y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x^2 + \beta_3 x^3 + \dots + \beta_n x^n$, kur β_n yra polinomo koeficientas.



2.2 pav. Amortizatoriaus slopinimo koeficiento priklausomybė (juoda kreivė) nuo greičio, kuri aprašyta polinomu (raudona kreivė)

Fig. 2.2. The reliance graph (black curve) between damping coefficient and speed, and reliance graph described with polynomial (red curve)

Gautas palinomas aprašytas tokia lygtimi:

$$h = 3274,94 + 20879,45 \cdot \dot{z} + 3 \cdot 1710,43 \cdot \dot{z}^2 - 100316,30 \cdot \dot{z}^3 - 145239,29 \cdot \dot{z}^4 + 183692,98 \cdot \dot{z}^5 + 205379,84 \cdot \dot{z}^6. \quad (2.17)$$

čia h – slopinimo koeficientas, Nm/s; \dot{z} – greitis, m/s.

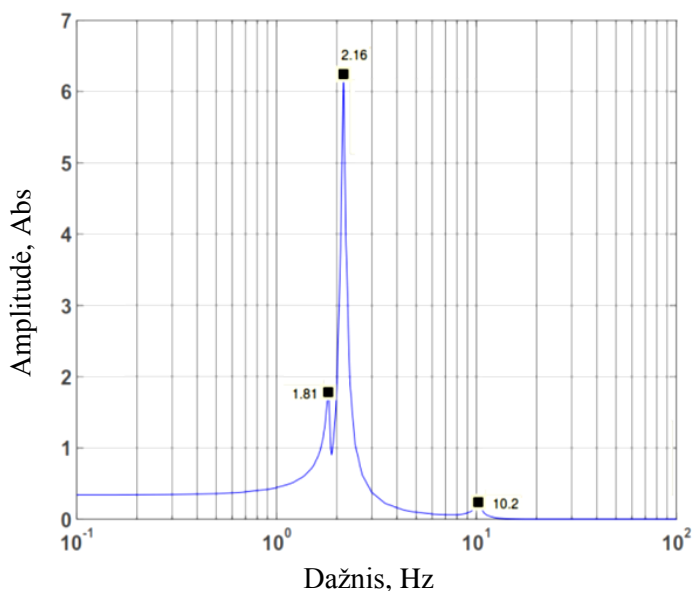
2.3. Autobuso sistemos modeliavimas

Matlab Simulink modelis buvo sukurtas apibūdinti 1/2 autobuso dinamiką, o pagal anksčiau pateiktas lygtis (2.1–2.16 lygtys) sukuriamas autobuso matematinis modelis. Priedo A paveiksluose A23 ir A24 pateikta modeliavimo schema 1/2 autobusui modeliuoti.

Tiriant sistemų dinamines savybes, nustatomos sistemų dažninės charakteristikos. Jos apibūdina sistemos reakciją į veikiančias ir harmoniniu būdu kintančias žadinimo jėgas, atsirandančias dėl nusistovėjusios reakcijos (nusistovėjusi – tai tokia reakcija, kuri vyksta pasibaigus sistemos su slopinimu pereinamiesiems virpesių procesams).

Kai sistema yra tiesinė ir stacionari, ją veikianti harmoninė jėga, kintanti pagal sinusinį arba kosinusinį dėsnį ir turinti atitinkamą amplitudę, fazę ir dažnį, iššaukia tokio paties dažnio (kaip ir veikiančios jėgos) reakciją. Tačiau kinta amplitudė ir fazė. Gautos dažninės charakteristikos atspindi šiuos pokyčius, t. y. kintančias amplitudę ir fazę.

Modeliavimo rezultatai, kai taikomi tiesiniai slopinimo koeficientai, pateikti 2.3–2.8 pav. 2.3 pav. pateikta 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudinė – dažninė charakteristika, kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (tiesiniai), kai tuščias autobusas. 2.4 pav. pateikta 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudinė – dažninė charakteristika, kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (tiesiniai), kai pusiau pakrautas autobusas. 2.5 pav. pateikta 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudinė – dažninė charakteristika, kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (tiesiniai), kai pilnai pakrautas autobusas. Priedo A paveiksluose A26–A31 pateikti autobuso rėmo vidurio taško z , autobuso pakabų koordinatų z_1 ir z_2 poslinkio grafikai bei rėmo posūkio kampo φ grafikai esant prieš tai minėtoms sąlygoms. Priedo A paveiksluose A26–28 pateikti autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikai, atitinkamai, kai taikomi realūs sistemos slopinimo ir standumo koeficientai, kai sumažinti dvigubai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai ir kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti dvigubai. Šie tyrimai atlikti norint išsiaiškinti koeficientų įtaką sistemos saviesiems dažniams.



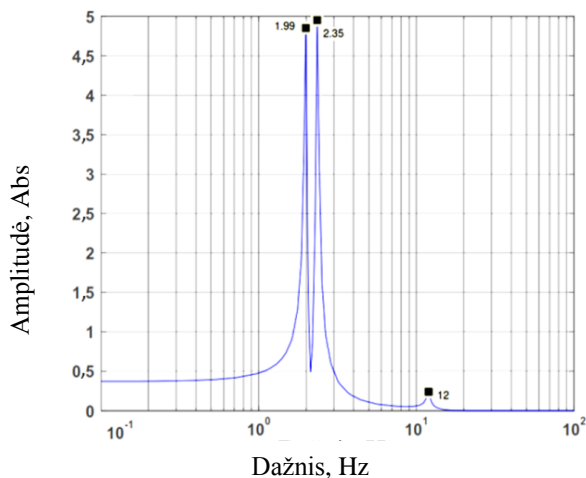
2.3 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudinė – dažninė charakteristika, kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (tiesiniai), kai yra tuščias autobusas

Fig. 2.3. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when real system stiffness and damping coefficients are applied (when the bus is empty)

Modeliavimo metu gautos 1/2 autobuso sistemos amplitudinės – dažninės charakteristikos parodo sistemos rezonansinius dažnius.

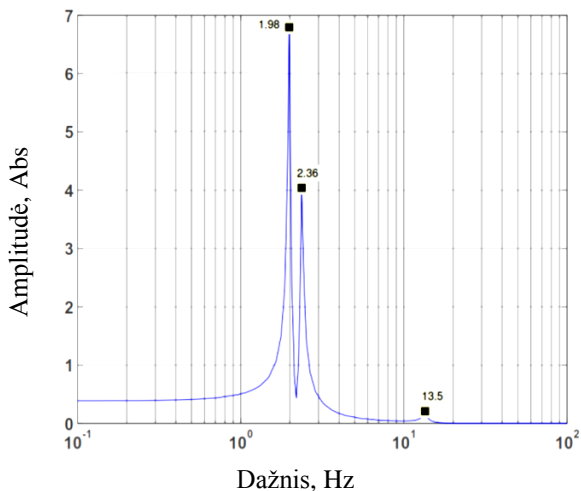
2.3 pav. pateikta autobuso sistemos (kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai ir yra tuščias autobusas) amplitudinė – dažninė charakteristika parodo tris aiškiai matomus rezonansinius dažnius – 1,81, 2,16 ir 10,2 Hz. 2.4 pav. pateikta autobuso sistemos (kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai ir autobusas yra pusiau pakrautas) amplitudinė – dažninė charakteristika parodo tris aiškiai matomus rezonansinius dažnius – 1,99, 2,35 ir 12 Hz.

Priede A paveiksluose A33–A42 pateikti modeliavimo rezultatai, kai tuščias, pusiau ir pilnai pakrautas autobusas ir kai standumo koeficiento reikšmės padidintos ir sumažintos 20 % nuo 2.1 lentelėje pateiktų reikšmių. Gautos dažnių reikšmės pateiktos 2.2 lentelėje.



2.4 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudinė – dažninė charakteristika, kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (tiesiniai), kai yra pusiau pakrautas autobusas

Fig. 2.4. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when real systems stiffness and damping coefficients are applied (the bus is half load)



2.5 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudinė – dažninė charakteristika, kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (tiesiniai), kai yra pilnai pakrautas autobusas

Fig. 2.5. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when real systems stiffness and damping coefficients (the bus is full load)

2.5 pav. pateikta autobuso sistemos (kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai ir yra pilnai pakrautas autobusas) amplitudinė – dažninė charakteristika parodo tris aiškiai matomus rezonansinius dažnius – 1,98, 2,36 ir 13,5 Hz. Rezultatai rodo, kad vertinant autobuso apkrovimą, nustatyti tokie dėsningumai: lyginant rezonansinius tuščio ir pusiau pakrauto autobuso dažnius nustatytas padidėjimas apie 9,4 % pirmų dviejų rezonansinių dažnių, trečio rezonansinio dažnio reikšmė pasikeičia apie 17,6 %; lyginant rezonansinius tuščio ir pilnai pakrauto autobuso dažnius nustatytas sumažėjimas apie 9,3 % pirmų dviejų rezonansinių dažnių, trečio rezonansinio dažnio reikšmė pasikeičia apie 32,4 %; lyginant rezonansinius pusiau pakrauto ir pilnai pakrauto autobuso dažnius nustatytas padidėjimas apie 0,2 % pirmų dviejų rezonansinių dažnių, trečio rezonansinio dažnio reikšmė pasikeičia apie 12,5 %.

2.2 lentelė. Savųjų dažnių reikšmių priklausomybė nuo standumo koeficiento pokyčio
Table 2.2. The values of frequency dependent on the change of spring coefficient

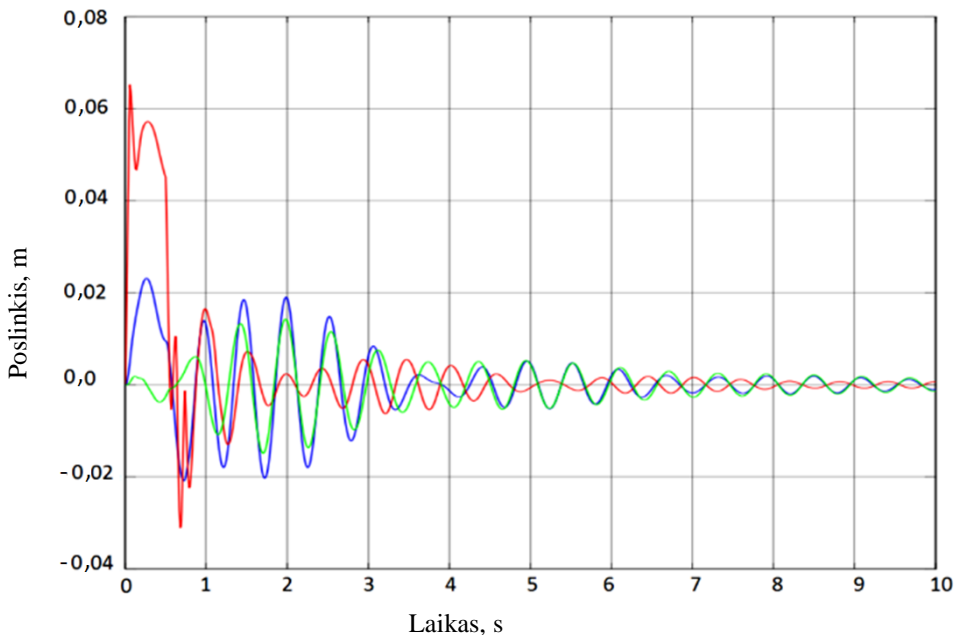
Autobuso konstrukcijos masė, kg	Standumo koef.	Dažnių reikšmė, Hz		
		1 rez.	2 rez.	3 rez.
9250–9390 (tuščias)	iš 2.1 lent.	1,81	2,16	10,2
	– 20 %	1,69	2,01	9,89
	+ 20 %	1,91	2,28	10,7
13116 (pusiau pakrautas)	iš 2.1 lent.	1,99	2,35	12,0
	– 20 %	1,89	2,23	11,4
	+ 20 %	2,07	2,44	12,7
17200 (pilnai pakrautas)	iš 2.1 lent.	1,98	2,36	13,5
	– 20 %	1,90	2,27	12,7
	+ 20 %	2,04	2,43	14,3

Pagal 2.2 lentelėje pateiktus rezultatus matyti, kad standumo koeficiento reikšmės padidinimas 20 % rezonansinių dažnių reikšmės padidina nuo 3,5 iki 5,5 % (kai tuščias autobusas), nuo 3,8 iki 5,3 % (kai pusiau pakrautas autobusas) ir nuo 3,0 iki 5,9 % (kai pilnai pakrautas autobusas). Atitinkamai standumo koeficiento reikšmės sumažinus 20 %, rezonansinių dažnių reikšmės sumažėja nuo 3,1 iki 7,1 % (kai tuščias autobusas), nuo 5,2 iki 5,3 % (kai pusiau pakrautas autobusas) ir nuo 4,0 iki 6,3 % (kai pilnai pakrautas autobusas).

Priede A paveiksle A43 pateikti modeliavimo rezultatai, kai tuščias autobusas ir kai pridėtas žadinimas yra šuolis į teigiamą ir neigiamą puses. Nustatyta, kad šuolio kryptis virpesių parametų pokyčiams įtakos nedaro. Priede A pa-

veiksle A44 pateikti modeliavimo rezultatai, kai tuščias autobusas ir kai pridėtas sinusinis žadinimas su skirtingais parametrais: a – dažnis 10 rad/s, amplitudė 0,05 m; b – dažnis 20 rad/s, amplitudė 0,05 m; c – dažnis 40 rad/s, amplitudė 0,05 m; d – dažnis 80 rad/s, amplitudė 0,05 m.

Modeliavimo rezultatai, kai buvo taikomi netiesiniai slopinimo koeficientai, pateikti 2.6–2.8 pav. 2.6 pav. pateiktas 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z ir pakabų koordinačių z_1 , z_2 vertikalios poslinkio grafikai, kai taikyti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir kai autobusas yra tuščias. Atitinkamai 2.7 pav. ir 2.8 pav. analogiškai rezultatai kaip ir 2.6 pav. prie skirtingų autobuso apkrovimų, t.y. pusiau pakrautas ir pilnai pakrautas autobusas.



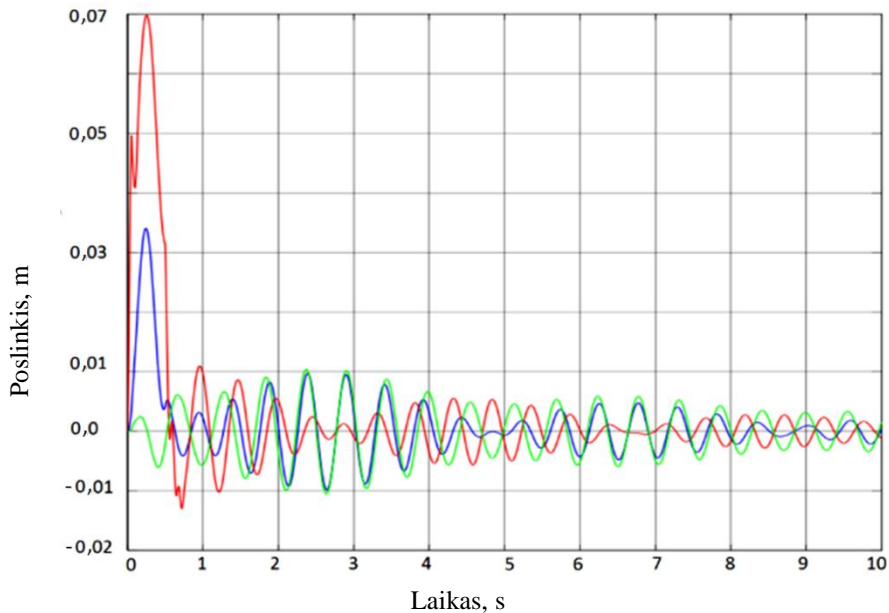
2.6 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo (kai žadinimas yra šuolis) metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z (mėlyna) ir pakabų koordinačių z_1 (raudona), z_2 (žalia) vertikalios poslinkio grafikai, kai taikyti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai), kai yra tuščias autobusas

Fig. 2.6. The graph of vertical displacements of the bus frame middle coordinate z (blue) and suspensions coordinates z_1 (red), z_2 (green) obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and when the bus is empty

Priedo A paveiksluose A34–A36 pateikti autobuso pakabų koordinačių z_1 ir z_2 poslinkio grafikai bei rėmo posūkio kampo φ grafikai, kai modeliavimo metu

taikomi realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir kai yra skirtingas autobuso apkrovimas: tuščias, pusiau ir pilnai pakrautas.

Modeliavimo metu gautos 1/2 autobuso sistemos autobuso rėmo vidurio taško poslinkio kreivės (2.6–2.8 pav.) parodo minėto taško judėjimo dėsningumus prie įvairių apkrovimų.

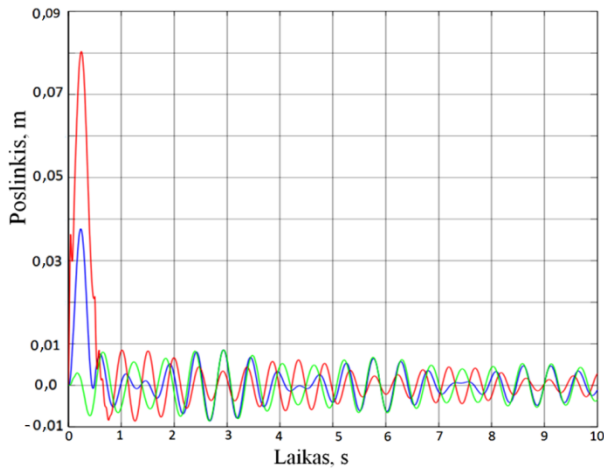


2.7 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautos autobuso rėmo vidurio koordinatės z (mėlyna) ir pakabų koordinatės z_1 (raudona), z_2 (žalia) vertikalaus poslinkio grafikai, kai taikyti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai), kai yra pusiau pakrautas autobusas

Fig. 2.7. The graph of vertical displacements of the bus frame middle coordinate z (blue) and suspensions coordinates z_1 (red), z_2 (green) obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and when the bus is half load

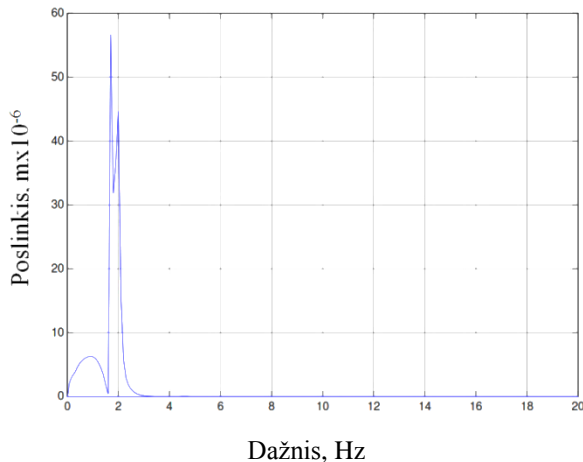
Vertinant gautus rezultatus (2.6–2.8 pav.) matyti, kad greičiausiai slopsta (t. y. mažėja poslinkio reikšmės) autobuso rėmo vidurio taško virpesiai, kai yra tuščias autobusas. Atitinkamai, lėčiausiai slopsta autobuso rėmo vidurio taško virpesiai, kai yra pilnai pakrautas autobusas.

Atlikus autobuso rėmo vidurio koordinatės z (2.7–2.9 pav. mėlyna kreivė) vertikalaus poslinkio Furje transformaciją, gauti spektrinio tankio grafikai pateikti 2.10–2.12 pav.



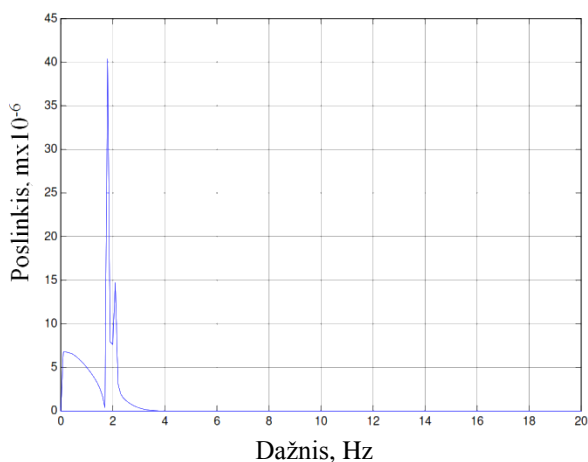
2.8 pav. Modeliavimo metu gautas autobuso (pilnai pakrautas autobusas) rėmo vidurio koordinatės z (mėlyna) ir pakabų koordinatė z_1 (raudona), z_2 (žalia) vertikalios poslinkio grafikai, kai taikyti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai)

Fig. 2.8. The graph of vertical displacements of the bus (bus is full load) frame middle coordinate z (blue) and suspensions coordinates z_1 (red), z_2 (green) obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear)



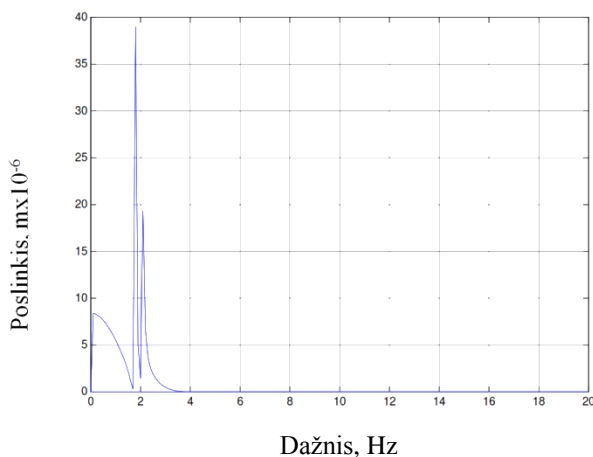
2.9 pav. Modeliavimo metu gauta z koordinatės (tuščias autobusas) svyravimo amplitudės priklausomybė nuo dažnio, kai taikyti netiesiniai slopinimo koeficientai

Fig. 2.9. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real stiffness and damping coefficients and when the bus is empty



2.10 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta z koordinatės svyravimo amplitudės priklausomybė nuo dažnio, kai taikyti realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (netiesiniai), kai yra pusiau pakrautas autobusas

Fig. 2.10. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real stiffness and damping coefficients and when the bus is half load



2.11 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta z koordinatės svyravimo amplitudės priklausomybė nuo dažnio, kai taikyti realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (netiesiniai), kai yra pilnai pakrautas autobusas

Fig. 2.11. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real stiffness and damping coefficients and when the bus is full load

2.9–2.11 pav. pateiktos autobuso sistemos (kai taikomi netiesiniai sistemos slopinimo koeficientai) z koordinatės svyravimo amplitudės priklausomybės nuo dažnio parodo po du aiškiai matomus rezonansinius dažnius – 1,75 ir 2,05 (tuščias autobusus); 1,8 ir 2,1 (pusiau pakrautas autobusas); 1,85 ir 2,1 (pilnai pakrautas autobusas). Lyginant gautus modeliavimo rezonansinius dažnius, kai buvo taikyti tiesiniai ir netiesiniai sistemos slopinimo koeficientai, nustatyta, kad įvestas netiesiškumas pirmo rezonansinio dažnio reikšmę sumažina 3,4 % (kai tuščias autobusas), 10,6 % (kai pusiau pakrautas autobusas) ir 7,0 % (kai pilnai pakrautas autobusas). Atitinkamai, antro rezonansinio dažnio reikšmę sumažina 5,4 % (kai tuščias autobusas), 11,9 % (kai pusiau pakrautas autobusas) ir 12,4 % (kai pilnai pakrautas autobusas).

Važiavimo parametrams įvertinti pasirinkta tokia priklausomybė:

$$\begin{aligned}\Omega_i &= 2\pi v_i / L_i; \\ \Omega_{\min} &= 2\pi v_{\min} / L_{\max}; \\ \Omega_{\max} &= 2\pi v_{\max} / L_{\min},\end{aligned}\tag{2.18}$$

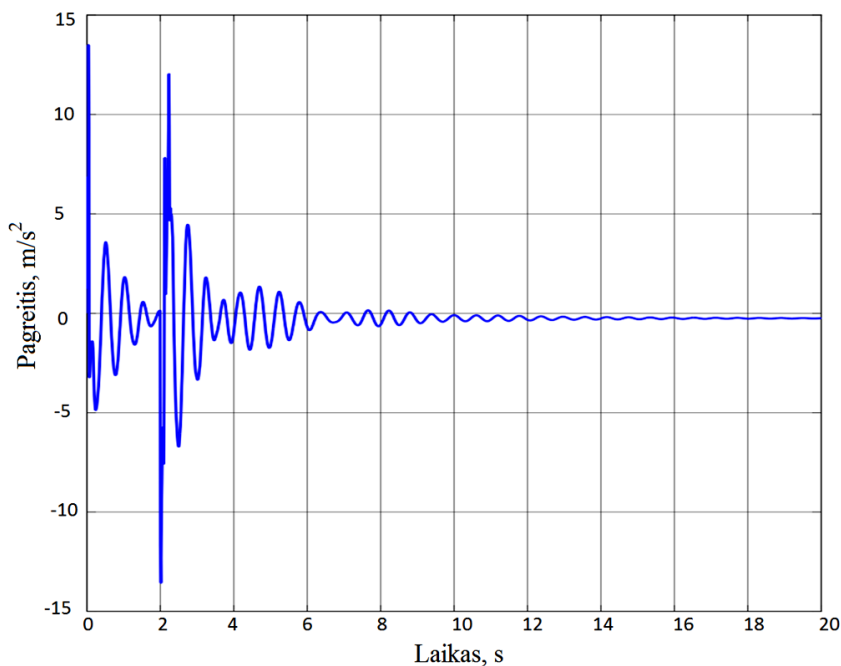
čia Ω_i , Ω_{\min} , Ω_{\max} – minimalus, maksimalus ir i -tasis kampiniai dažniai, rad/s; v_i , v_{\min} , v_{\max} – minimalus, maksimalus ir i -tasis autobuso judėjimo greičiai, m/s; L_i , L_{\min} , L_{\max} – minimalus, maksimalus ir i -tasis nelygumų periodai, m.

Važiavimo metu atsirandantiems virpesiams įvertinti pasirinkti tokie žadinimo dažniai, atsirandantys nuo kelio nelygumų: $\Omega_{\min}=0,6$ rad/s ($v_{\min}=3$ m/s; $L_{\max}=30$ m); $\Omega_1=10$ rad/s; $\Omega_2=20$ rad/s; $\Omega_3=30$ rad/s; $\Omega_4=40$ rad/s; $\Omega_5=80$ rad/s; $\Omega_6=160$ rad/s; $\Omega_{\max}=200$ rad/s ($v_{\max}=16$ m/s; $L_{\min}=0,5$ m). Pateikti važiavimo variantai leidžia analizuoti platų greičių ir atstumų tarp nelygumų diapazoną.

Priede A paveiksluose A45–A52 pateikti modeliavimo (kai taikyti netiesiniai sistemos slopinimo koeficientai) rezultatai, kai tuščias autobusas ir kai pridėtas sinusinis žadinimas su skirtingais parametrais: a – dažnis 10 rad/s, amplitudė 0,05 m; b – dažnis 20 rad/s, amplitudė 0,05 m; c – dažnis 40 rad/s, amplitudė 0,05 m; d – dažnis 80 rad/s, amplitudė 0,05 m. Priede A paveiksle A53 pateikti modeliavimo rezultatai, kai tuščias autobusas ir kai standumo koeficiento reikšmės padidintos ir sumažintos 20 % nuo 2.1 lentelėje pateiktų reikšmių.

Kad važiavimo metu būtų įvertintas komfortas, reikia vertinti pagreičio reikšmes. Modeliavimo metu buvo gautos pagreičio reikšmės prie įvairių važiavimo sąlygų.

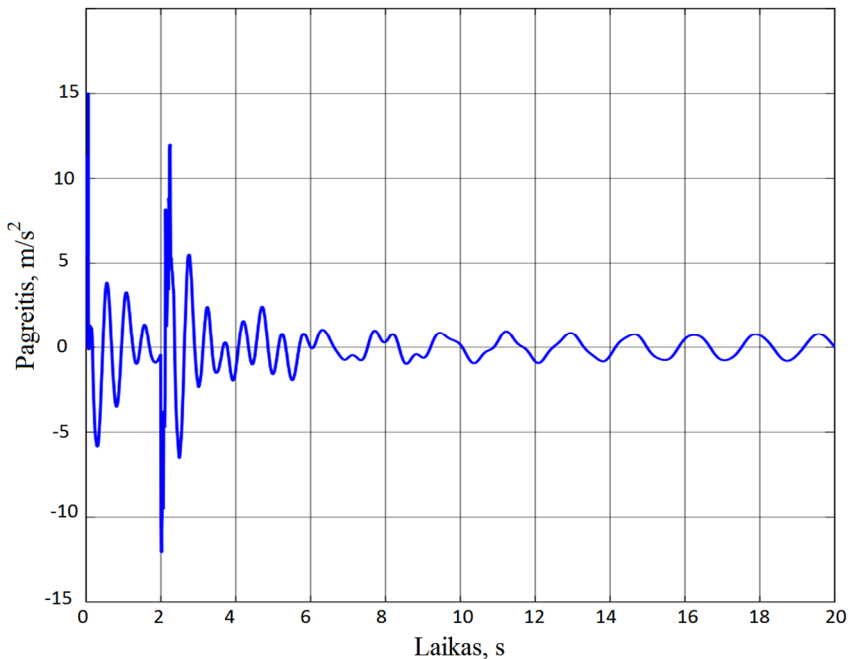
2.12 ir 2.13 pav. pateiktos autobuso sistemos (kai taikyti netiesiniai sistemos slopinimo koeficientai) z koordinatės pagreičio reikšmės. 2.12 pav. užduotas žadinimas yra šuolis nuo 0 iki 2 sekundžių ir sinusinis žadinimas (parametrai: dažnis 200 rad/s, amplitudė 0,05 m). 2.13 pav. užduotas žadinimas yra šuolis nuo 0 iki 2 sekundžių ir sinusinis žadinimas (parametrai: dažnis 0,6 rad/s, amplitudė 0,05 m).



2.12 pav. 1/2 autobuso sistemos koordinatės z pagreičio (a) laikinis grafikas, kai taikyti netiesiniai slopinimo koeficientai (kai tuščias autobusas), kai žadinimas yra šuolis ir sinusinis su parametrais: dažnis 200 rad/s, amplitudė 0,05 m

Fig. 2.12. The graph of vertical acceleration of the bus (when the bus is empty) coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the nonlinear damping coefficients and excitation is step and sine with parameter: frequency 200 rad/s, amplitude 0,05 m

2.12 ir 2.13 paveiksluose pateikti z koordinatės pagreičio (a) grafikai, kai yra sinusinis žadinimas ir kartu pridėtas šuolinis žadinimas. Šuolinio žadinimo amplitudė yra 0,05 m ir šuolio laiko tarpas yra 2 sekundės. Vertinant 2.12 pav. rezultatus nustatyta, kad po šuolio z koordinatės pagreičio virpesiai nuslopsta po 4 sekundžių. Vertinant 2.13 pav. rezultatus nustatyta, kad po šuolio z koordinatės pagreičio virpesiai nuslopsta taip pat po 4 sekundžių, bet po nuslopimo pasireiškia sinusinio žadinimo amplitudė.



2.13 pav. 1/2 autobuso sistemos koordinatės z pagreičio (a) laikinis grafikas, kai taikyti netiesiniai slopinimo koeficientai (kai tuščias autobusas), kai žadinimas yra šuolis ir sinusinis su parametrais: dažnis 0,6 rad/s, amplitudė 0,05 m

Fig. 2.13. The graph of vertical acceleration of the bus (when the bus is empty) coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the nonlinear damping coefficients and excitation is step and sine with parameter: frequency 0,6 rad/s, amplitude 0,05 m

Priede A paveiksluose A54–A63 pateikti modeliavimo (kai taikomi netiesiniai sistemos slopinimo koeficientai) rezultatai, kai tuščias autobusas ir kai pridėtas šuolinis žadinimas (amplitudė 0,05 m) bei kartu veikia sinusinis žadinimas su skirtingais dažniais (amplitudė 0,05 m): A54 pav. – dažnis 10 rad/s; A55 pav. – dažnis 20 rad/s; A56 pav. – dažnis 30 rad/s; A57 pav. – dažnis 40 rad/s; A58 pav. – dažnis 80 rad/s; A59 pav. – dažnis 160 rad/s. A54–A63 pav. pateiktos z koordinatės pagreičio amplitudės. 2.3 lentelėje pateikti apibendrinantys rezultatai iš 2.13 ir 2.14 pav. bei A54–A63 pav.

Komfortui įvertinti buvo atliktas autobuso sistemos modeliavimas su netiesiniais slopinimo koeficientais ir gauti rezultatai pateikti 2.14–2.16 pav. 2.14–2.16 pav. pateikti 1/2 autobuso sistemos rėmo vidurio koordinatės z pagreičio laikiniai ir spektrinio tankio grafikai (kai išorinis žadinimas yra šuolinis su amplitudė 0,05 m), atitinkamai 2.14 pav. – kai yra tuščias autobusas,

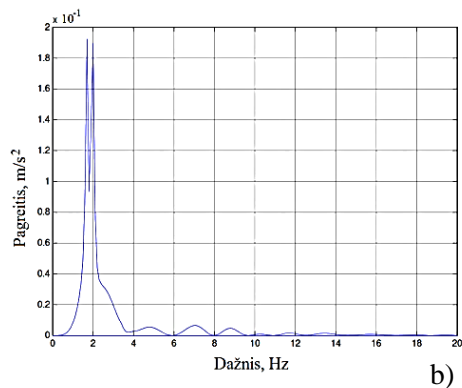
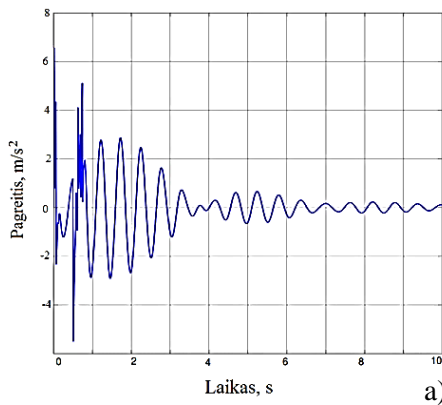
2.15 pav. – kai yra pusiau pakrautas autobusas ir 2.16 pav. – kai yra pilnai pakrautas autobusas.

2.3 lentelė. Pagreičio priklausomybė nuo pasirinkto kelio žadinimo

Table 2.3. The acceleration dependent on the road excitation

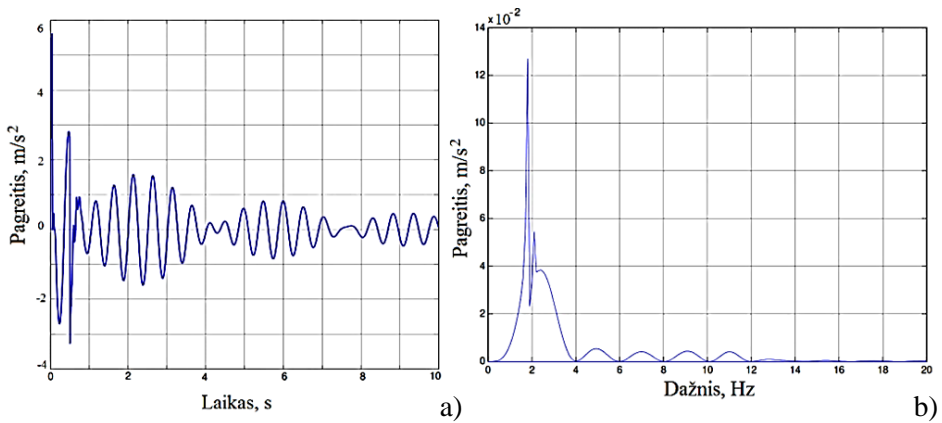
Bandymo numeris		1	2	3	4	5	6	7	8
Parametras	Žadinimo dažnis Ω , rad/s	0,6	10	20	30	40	80	160	200
	Maksimali pagreičio reikšmė (Maksimali pagreičio reikšmė po šuolinio žadinimo), m/s^2	15,2 (1,2)	28,3 (20)	26,4 (18)	30,1 (17)	28,7 (19)	29,1 (9)	26,4 (8)	13,1 (0,6)
	RMS, m/s^2	0,14	16,1	14,3	15,6	14,8	4,3	6,6	0,09

Vertinant 2.12 ir 2.13 pav. ir A54–A63 pav. rezultatus nustatyta, kad gautos pagreičio reikšmės prie sinusinio žadinimo (nuo 10 iki 160 rad/s) yra didelės ir pagal komforto reikalavimus (A priede A2 pav.) labai pablogina važiavimo komfortą. Atitinkamai prie sinusinio žadinimo (0,6 iki 200 rad/s) tenkina komforto reikalavimus.



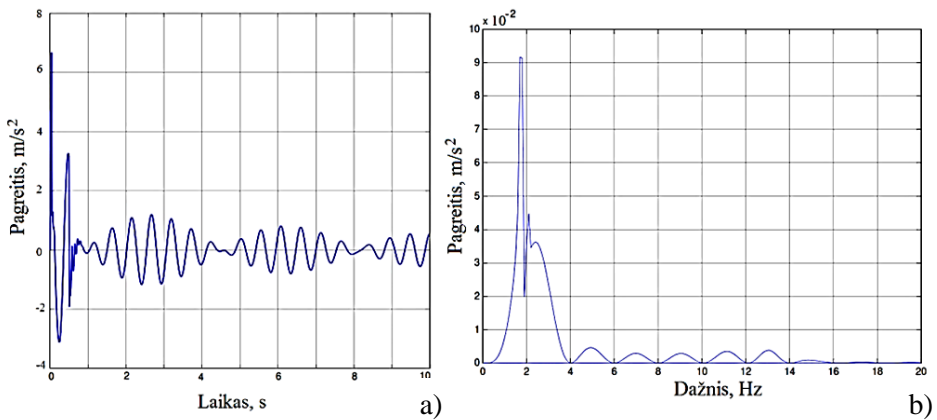
2.14 pav. 1/2 autobuso sistemos koordinatės z pagreičio (a) laikinis ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai taikyti netiesiniai slopinimo koeficientai (kai tuščias autobusas);

Fig. 2.14. The graph of acceleration (a) and spectral density (b) of the bus coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the nonlinear damping coefficients (when the empty bus)



2.15 pav. 1/2 autobuso sistemos koordinatės z pagreičio (a) laikinis ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai taikyti netiesiniai slopinimo koeficientai (kai pusiau pakrautas autobusas)

Fig. 2.15. The graph of acceleration (a) and spectral density (b) of the bus coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the nonlinear damping coefficients (when the half load bus)



2.16 pav. 1/2 autobuso sistemos koordinatės z pagreičio laikinis (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai taikyti netiesiniai slopinimo koeficientai (kai pilnai pakrautas autobusas)

Fig. 2.16. The graph of acceleration (a) and spectral density of the bus coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the nonlinear damping coefficients (when the full load bus)

2.14 pav. pateikti grafikai rodo, kad dominuojančios pagreičio amplitudės yra iki 4 Hz, o jų reikšmės yra $0,19 \text{ m/s}^2$. 2.15 pav. pateikti grafikai rodo, kad dominuojančios pagreičio amplitudės yra iki 4 Hz, o jų reikšmės yra $0,13 \text{ m/s}^2$. 2.16 pav. pateikti grafikai rodo, kad dominuojančios pagreičio amplitudės yra iki 4 Hz, o jų reikšmės yra $0,09 \text{ m/s}^2$. Vertinant (pagal A priedo A1 ir A2 pav.) komforto kriterijus, šios pagreičio reikšmės yra pavojingos, jeigu veikiama tokio dydžio amplitudė ilgesnį laiko tarpą. Vertinant gautus rezultatus matyti, kad mažiausia amplitudės vertė gaunama, kai yra pilnai pakrautas autobusas. Gauti rezonansiniai dažniai – 1,75 ir 2,05 (netiesiniai slopinimo koeficientai).

2.4. Vibracinių signalų parametų kovariacinis modelis

Atliekant sudėtingų sistemų dinامينius bandymus dažnai, dėl tiriamų sistemų konstrukcijos ir aplinkos sąlygų, yra sudėtinga pasiekti įvairius konstrukcijos taškus. Todėl šiame poskyryje pateiktas įvairių autobuso taškų virpesių parametų kovariacinis modelis, kurio tikslas nustatyti gautų reikšmingų autobuso taškų matavimo rezultatų tarpusavio priklausomybės.

Teoriniam modeliui taikoma prielaida, kad vibracijų lauko virpesių stiprio skaitmeninių signalų matavimų klaidos yra atsitiktinės.

Kiekviename vibracijų lauko virpesių stiprio matavimo masyvų vektoriuje eliminuojamas to vektoriaus matavimo duomenų trendas. Kaip vienas iš parametų naudojamas elektromagnetinės sklaidos laiko intervalas.

Pagal vibracijų lauko virpesių stiprio matavimo duomenų masyvus sudarytą atsitiktinę funkciją laikysime stacionariąja (plačiąja prasme), t. y. jos vidurkis $M\{\varphi(t)\} \rightarrow \text{const}$, o kovariacinė funkcija priklauso tik nuo argumentų skirtumo – $K_{\varphi}(\tau)$. Vieno duomenų masyvo autokovariacinė funkcija arba dviejų masyvų tarpusavio kovariacinė funkcija $K_{\varphi}(\tau)$ rašoma taip (Skeivalas 2008):

$$K_{\varphi}(\tau) = \frac{1}{T-\tau} \int_0^{T-\tau} \delta\varphi_1(u) \delta\varphi_2(u+\tau) du, \quad (2.19)$$

čia $\delta\varphi_1(u), \delta\varphi_1(u+\tau)$ – centruotosios virpesių stiprio matavimų vertės, u – virpesių parametras, $\tau = k \cdot \Delta$ – kintantis kvantavimo intervalas, k – mato vienetų skaičius, Δ – mato vieneto vertė, T – laikas.

Kovariacinės funkcijos įvertis $K'_{\varphi}(\tau)$ pagal turimus virpesių parametų matavimų duomenis skaičiuojamas:

$$K'_{\varphi}(\tau) = K'_{\varphi}(k) = \frac{1}{n-k} \sum_{i=1}^{n-k} \delta\varphi_1(u_i) \delta\varphi_2(u_{i+k}), \quad (2.20)$$

čia n – bendras diskrečiųjų intervalų skaičius.

Formulę (2.19) galima taikyti autokovariacinės arba tarpusavio kovariacinės funkcijos pavidalu. Kai funkcija autokovariacinė, masyvai $\varphi_1(u)$ ir $\varphi_2(u+\tau)$ yra pavienių masyvų dalys, o kai kovariacinė – du skirtingi masyvai.

Normintosios kovariacinės funkcijos įvertis yra lygus:

$$R'_{\varphi}(k) = \frac{K'_{\varphi}(k)}{K'_{\varphi}(0)} = \frac{K'_{\varphi}(k)}{\sigma'^2_{\varphi}}, \quad (2.21)$$

čia σ'_{φ} – atsitiktinės funkcijos standartinio nuokrypio įvertis.

Skaitmeninio i-ojo matavimų masyvo stulpelių trendui eliminuoti naudojamos formulės:

$$\delta\varphi_i = \varphi_i - \{e\} \cdot \bar{\varphi}_i^T = (\delta\varphi_{i1}, \dots, \delta\varphi_{im}), \quad (2.22)$$

čia $\delta\varphi_i$ – i-ojo skaitmeninio masyvo redukuotų verčių masyvas, kuriame eliminuotas stulpelių trendas; φ_i – virpesių stiprio i-asis masyvas, e – vienetinis vektorius, kurio matmenys $(n \times 1)$; n – i-ojo masyvo eilučių skaičius, $\bar{\varphi}_i$ – i-ojo masyvo stulpelių vidurkių vektorius, $\delta\varphi_{ij}$ – i-ojo masyvo redukuotų reikšmių j-asis stulpelis (vektorius).

i-ojo masyvo stulpelių vidurkių vektorius skaičiuojamas pagal formulę

$$\bar{\varphi}_i^T = \frac{1}{n} e^T \cdot \varphi_i = \frac{1}{n} \varphi_i^T \cdot \{e\}. \quad (2.23)$$

Vibracijų lauko virpesių stiprio i-ojo masyvo j-ojo stulpelio atsitiktinės funkcijos realizacija vektoriniu pavidalu turi išraišką

$$\delta\varphi_{ij} = (\delta\varphi_{ij,1}, \dots, \delta\varphi_{ij,m}) \quad (2.24)$$

Vibracijų lauko virpesių stiprio i-ojo masyvo kovariacinės matricos įvertis atrodo taip:

$$[K'(\delta\varphi_i)] = \frac{1}{n-1} \delta\varphi_i \delta\varphi_i^T. \quad (2.25)$$

Virpesių stiprio dviejų masių kovariacinės matricos įvertis užrašomas taip:

$$[K'(\delta\varphi_i, \delta\varphi_j)] = \frac{1}{n-1} \delta\varphi_i \delta\varphi_j^T, \quad (2.26)$$

čia $\delta\varphi_i, \delta\varphi_j$ masių matmenys turi būti vienodi.

Kovariacinių matricų įverčiai $K'(\delta\varphi_i)$ ir $K'(\delta\varphi_i, \delta\varphi_j)$ redukuojami į koreliacijos koeficientų matricų įverčius $R'(\delta\varphi_i)$ ir $R'(\delta\varphi_i, \delta\varphi_j)$ (Skeivalas 2008):

$$R'(\delta\varphi_i) = D_i^{-1/2} K'(\delta\varphi_i) D_i^{-1/2}, \quad (2.27)$$

$$R'(\delta\varphi_i, \delta\varphi_j) = D_{ij}^{-1/2} K'(\delta\varphi_i, \delta\varphi_j) D_{ij}^{-1/2}, \quad (2.28)$$

čia D_i, D_{ij} – atitinkamai kovariacinių matricų įverčių $K'(\delta\varphi_i)$ ir $K'(\delta\varphi_i, \delta\varphi_j)$ pagrindinių diagonalų narių diagonaliosios matricos.

Apskaičiuotų koreliacijos koeficientų tikslumas apibrėžiamas standartiniu nuokrypiu σ_r , jo reikšmę įvertinant pagal formulę:

$$\sigma_r = \frac{1}{\sqrt{k}} (1 - r^2), \quad (2.29)$$

čia $k \rightarrow 8000$, r – koreliacijos koeficientas. Didžiausias standartinio nuokrypio įvertis gaunamas, kai r reikšmė artima nuliui ir šiuo atveju $\sigma'_r \approx 0,01$, kai $r \approx 0,5$, turime $\sigma'_r \approx 0,008$.

Naudojant šio poskyrio metodiką vertinami įvairių autobuso taškų virpesių parametrai. Minėta analizė pateikta 3.3 poskyryje, kuriame analizuojami reikšmingi kėbulo ir rėmo taškų virpesių matavimo rezultatai.

2.5. Antrojo skyriaus išvados

Skyriuje sudarytas žemagrindžio autobuso dinaminis modelis ir atlikus pagal šį modelį kompiuterinį eksperimentą bei patikrinus jį natūriniais bandymais padarytos išvados:

1. Modeliavimo metu gautos 1/2 autobuso sistemos amplitudinės – dažninės charakteristikos, kuriose gauti rezonansiniai dažniai – 1,81, 2,16 ir 10,2 Hz (tiesiniai standumo ir slopinimo koeficientai) bei 1,75 ir 2,05 Hz (netiesiniai slopinimo koeficientai).

2. Rezultatai rodo, kad vertinant autobuso apkrovimą nustatyti tokie dėsningumai: lyginant rezonansinius tuščio ir pusiau pakrauto autobuso dažnius, nustatytas sumažėjimas 9,5 % pirmų dviejų rezonansinių dažnių, trečio rezonansinio dažnio reikšmė pasikeičia 17,6 %; lyginant rezonansinius tuščio ir pilnai pakrauto autobuso dažnius nustatytas sumažėjimas 9,5 % pirmų dviejų rezonansinių dažnių, trečio rezonansinio dažnio reikšmė pasikeičia 32,3 %; lyginant rezonansinius pusiau pakrauto ir pilnai pakrauto autobuso dažnius nustatytas sumažėjimas 0,1 % pirmų dviejų rezonansinių dažnių, trečio rezonansinio dažnio reikšmė pasikeičia 12,5 %.

3. Lyginant gautus modeliavimo rezonansinius dažnius, kai buvo imami tiesiniai ir netiesiniai sistemos slopinimo koeficientai, nustatyta, kad įvestas netiesiškumas pirmo rezonansinio dažnio reikšmę sumažina 3,4 % (kai tuščias autobusas), 10,6 % (kai pusiau pakrautas autobusas) ir 7,0 % (kai pilnai pakrautas autobusas). Atitinkamai antro rezonansinio dažnio reikšmę sumažina 5,4 % (kai tuščias autobusas), 11,9 % (kai pusiau pakrautas autobusas) ir 12,4 % (kai pilnai pakrautas autobusas).

Eksperimentiniai žemagrindžio autobuso pakabos ir kėbulo tyrimai

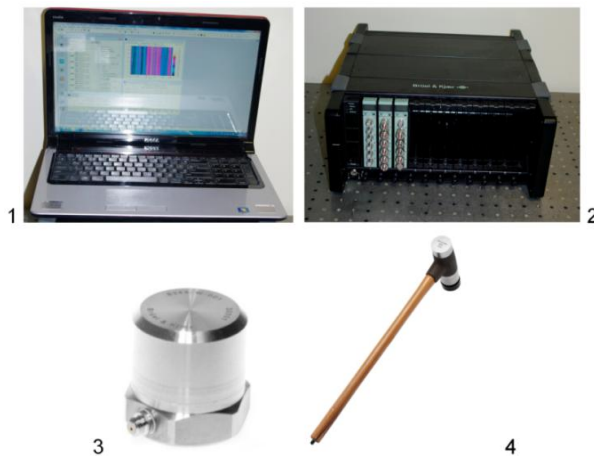
Tiriant autobuso pakabą bei kėbulą buvo atlikti du eksperimentiniai tyrimai: atlikti reikšmingų autobuso taškų virpesių matavimai; atlikta autobuso pakabos bei kėbulo eksperimentinė modalinė analizė. Skyrius užbaigiamas įvairių autobuso taškų virpesių parametrų analize, kurios tikslas nustatyti gautų reikšmingų autobuso taškų matavimo rezultatų tarpusavio priklausomybes. Skyriaus esmė – autobuso pakabos bei kėbulo atsako į įvairius žadinius tyrimai. Virpesių matavimai plačiai taikomi įvertinant ar kontroliuojant transporto priemonių būklę. Matuojamojo parametro stebėjimas ir pokyčių laike vertinimas, imantis atitinkamų veiksmų pagal gautus rezultatus, padeda įvertinti ir pašalinti atsirandančius nestabilumo šaltinius. Šias funkcijas atlieka virpesių matavimo sistemos. Skyriaus tematika paskelbtas vienas autorės straipsnis (Kilikevičienė *et al.* 2015).

3.1. Eksperimentiniai žemagrindžio autobuso konstrukcijos tyrimai

Šių tyrimų tikslas – nustatyti autobuso pakabos ir kėbulo dinامينius parametrus.

Eksperimentiniai žemagrindžio miesto autobuso konstrukcijos tyrimai buvo sudaryti iš dviejų dalių: reikšmingų žemagrindžio miesto autobuso rėmo bei pakabos taškų virpesių matavimų (prie įvairių aplinkos sąlygų: važiuojant įvairiais greičiais, neveikiant varikliui, veikiant varikliui ir esant išoriniam žadinimui) ir žemagrindžio miesto autobuso kėbulo modalinė analizė, kurios tikslas nustatyti sistemos rezonansinius dažnius ir parodyti modų formas.

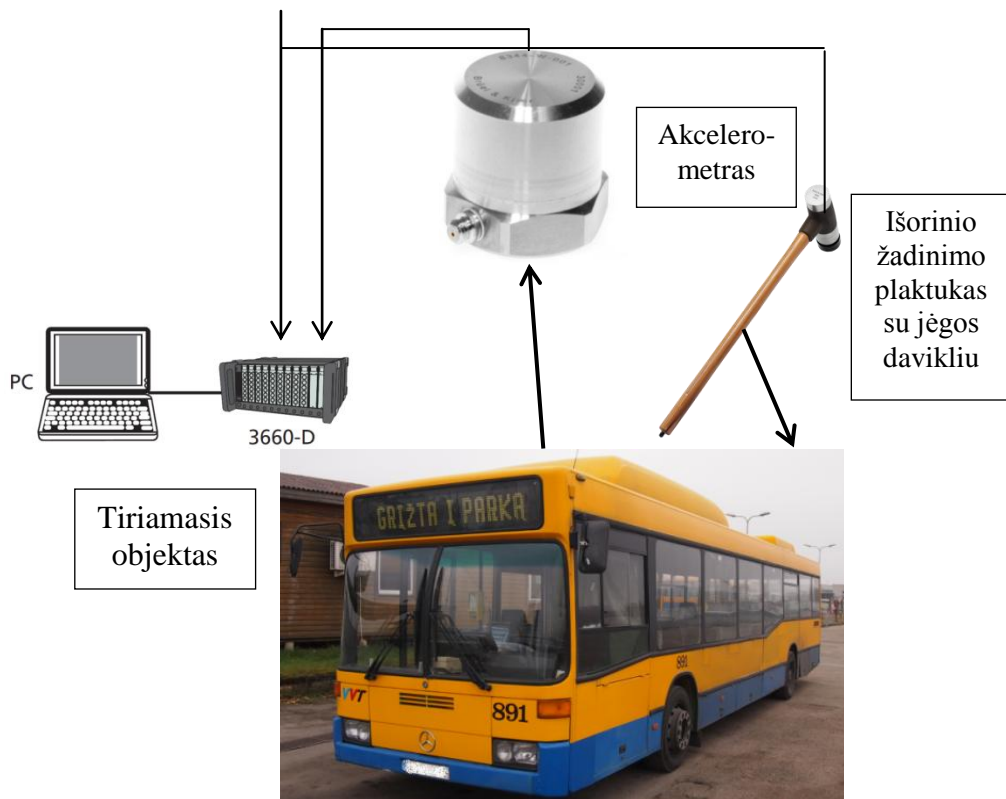
Tyrimo priemonių ir metodų aprašymas. Virpesių parametrų matavimui buvo panaudotos „Brüel & Kjær“ virpesių matavimo priemonės. 3.1 paveiksle parodytos virpesių matavimo priemonės: 1. Kompiuteris DELL. 2. Kilnojama matavimo rezultatų apdorojimo įranga „3660-D“. 3. Seisminis akcelerometras 8344 (dažnių diapazonas 0,2–3000 Hz, jautrumas 2500 mV/g). 4. Dinaminio žadinimo plaktukas su jėgos davikliu 8210, smūginiam žadinimui sukelti.



3.1 pav. Virpesių parametrų matavimo ir analizės priemonės
Fig. 3.1. The equipment of vibration measurements and analysis

Akcelerometrai 8344 buvo tvirtinami prie atitinkamos autobuso vietos, naudojant magnetus ar orientavimo kaladėles. Orientavimo kaladėlės savo ruožtu tvirtinamos atitinkamoje autobuso vietoje. Orientavimo kaladėlė leidžia perstatyti akcelerometrus reikiama kryptimi pakankamai standžiai pritvirtinant.

Tyrimo stendo blokinė schema dinaminės mechaninės sistemos charakteristikų nustatymui pateikta 3.2 paveiksle.



3.2 pav. Tyrimo stendo blokinė schema, kuri skirta dinaminių autobudo mechaninės sistemos charakteristikų nustatymui

Fig. 3.2. A block diagram of research stand, which is designed to establish dynamic characteristics of bus mechanical system

Gauti matavimo signalai buvo apdorojami kompiuteriu, panaudojant programinius paketus Origin 6 ir Pulse. Buvo apskaičiuoti signalų spektrai, skirstiniai ir statistiniai parametrai:

Aritmetinis vidurkis:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i. \quad (3.1)$$

Standartinis nuokrypis:

$$S_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} . \quad (3.2)$$

Standartinis vidurkio nuokrypis (aritmetinio vidurkio vidutinė kvadratinė paklaida):

$$S_{\bar{x}} = \frac{S_x}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} . \quad (3.3)$$

Sklaida:

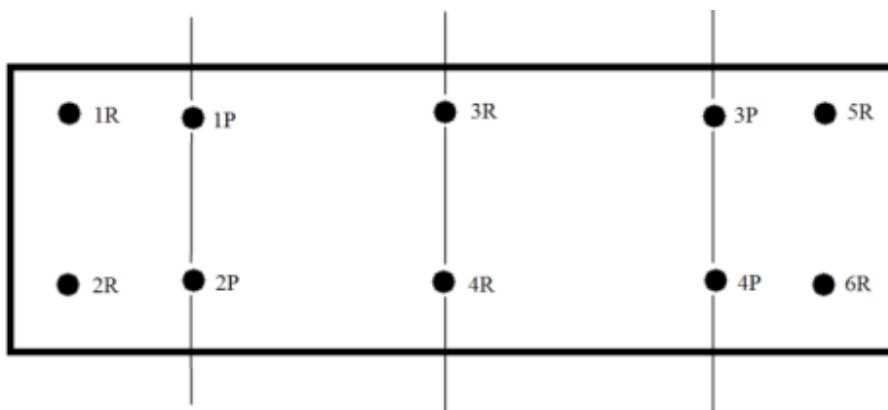
$$x_{sklaida} = x_{\max} - x_{\min} , \quad (3.4)$$

čia n – matavimo rezultatų skaičius, x_i – i -asis matavimo rezultatas.

Žemagrindžio miesto autobuso rėmo ir pakabos reikšmingų taškų vibracijos buvo matuojamos norint nustatyti dinامينius rėmo ir pakabos parametrus, kurie parodytų autobuso kaip sistemos savybes. Buvo tirta žemagrindžio miesto autobuso mechaninės konstrukcijos reikšmingų taškų reakcija į išorinius veiksnus, tokiuos kaip variklio veikimo įtaka, smūginis žadinimas ir skirtingi slėgiai pakabos oro pagalvėse. Šiuose tyrimuose autobuso dalys vertinamos kaip standžios ir nesideformuojančios, t. y. vertinamos slopinimo sistemos charakteristikos. Kad būtų galima objektyviai įvertinti autobuso dalių judėjimo dėsningumus, buvo matuojami 6 rėmo ir 4 pakabos taškai (3.3 pav.), kurie parodo autobuso priekio, vidurio ir galo judėjimo dėsningumus. Priekinės pakabos judesio dėsningumus matavimų metu aprašys 1P ir 2P taškai, atitinkamai galinės pakabos judesio dėsningumus matavimų metu aprašys 3P ir 4P taškai. Naudojant tokį matavimo taškų kiekį galima įvertinti tiek vertikalius, tiek ir sukamuosius pakabos judesius. Vertinant autobuso rėmo judesius buvo matuojami 6 taškuose, po 2 priekyje, viduryje ir gale. Naudojant tokį matavimo taškų kiekį galima įvertinti tiek vertikalius, tiek ir sukamuosius rėmo judesius. Rėmo virpesiai nagrinėjami dar ir dėl to, kad ant rėmo yra tvirtinamas variklis, kuris veikimo metu sukelia papildomą žadinimą. Variklio sukeliamas žadinimas yra pagrindinis triukšmo šaltinis, sukeliantis aukštesnių formų rezonansinius dažnius ir taip mažinantis komfortą ir saugumą.

Ramybės būseną. Šiame poskyryje ramybės būsenos terminu buvo priimta vadinti tokią autobuso būseną, kai autobusas nebuvo veikiamas jokių išorinių

poveikių, t.y. nebuvo užvestas variklis ir nebuvo priverstinio smūginio žadinimo. Taip pat ši būsena naudojama kaip atskaitos pradžia, vertinant kitas būkles. Buvo atlikti autobuso rėmo ir pakabos taškų (3.3 ir 3.4 pav. pateiktuose taškuose) virpesių matavimai, esant ramybės būsenoje, t. y. kai autobusas neveikiamas išorinio žadinimo. Matavimai atlikti vertikalioje ir horizontalioje kryptyse. Rezultatai pateikti 3.5, 3.6 ir 3.7 paveiksluose, o 3.1 lentelėje – suskaičiuotosios virpesių statistinės charakteristikos.



3.3 pav. Autobuso rėmo ir pakabos matavimo taškų išsidėstimo schema (vaizdas iš autobuso apačios)

Fig. 3.3. The locations scheme of the bus frame and suspension measuring points (the bottom view of bus)

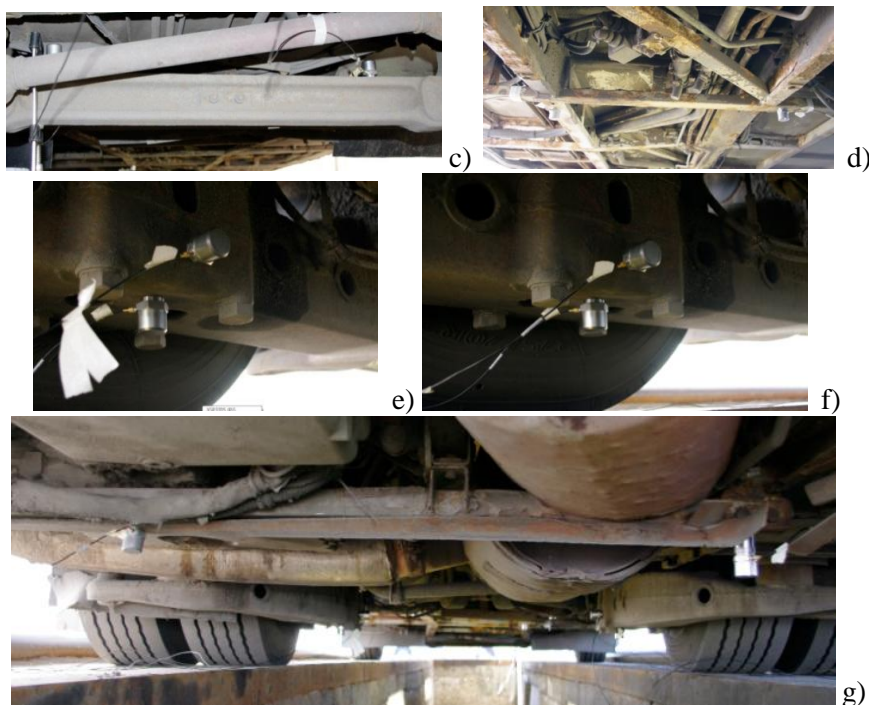
3.3 pav. pateikti žemagrindžio miesto autobuso pakabos ir rėmo reikšmingų mechaninės konstrukcijos taškų matavimo vietas: žymėjimai su R raide reiškia rėmo taškus (nuo 1R iki 6R). Atitinkamai žymėjimai su P raide reiškia pakabos taškus (1P ir 2P priekinės pakabos taškai, 3P ir 4P galinės pakabos taškai). 3.4 paveiksle pateikti 3.3 pav. esančioje schemoje pateiktų matavimo taškų vaizdai.



a)



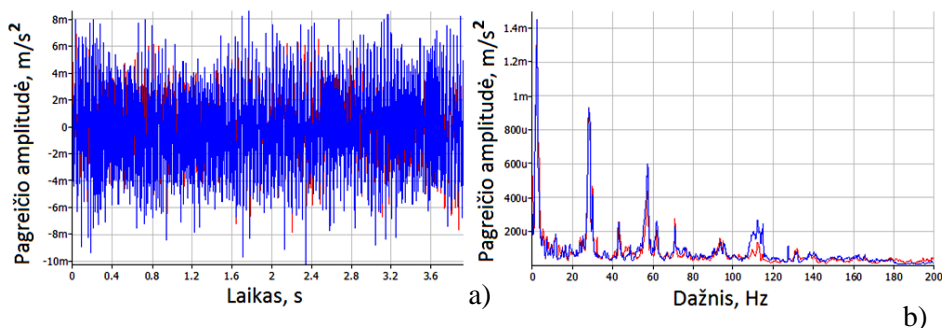
b)



3.4 pav. Autobuso rėmo ir pakabos virpesių matavimo taškai: a) ir b) autobuso priekio rėmo taškai (3.3 pav. 1R ir 2R); c) autobuso priekinės pakabos taškai (3.3 pav. 1P ir 2P); d) autobuso vidurio rėmo taškai (3.3 pav. 3R ir 4R); e) ir f) autobuso galinės pakabos taškai (3.3 pav. 3P ir 4P); g) autobuso galo rėmo taškai (3.3 pav. 5R ir 6R)

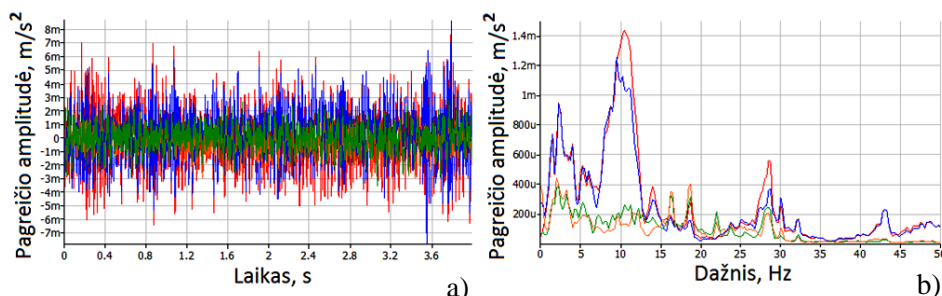
Fig. 3.4. The vibration measurement points of bus frame and suspension: a) and b) the points of front of the bus frame (1R and 2R from fig. 3.3); c) the points of bus front suspension (1P and 2P from fig. 3.3); d) the mid-points of the bus frame (3R and 4R from fig. 3.3); e) and f) the points of bus rear suspension (3P and 4P from fig. 3.3); g) the points of rear of the bus frame (5R and 6R from fig. 3.3)

Žemiau 3.5, 3.6 ir 3.7 paveiksluose pateikti žemagrindžio miesto autobuso pakabos ir rėmo reikšmingų mechaninės konstrukcijos taškų virpesių matavimo rezultatai, kai yra ramybės būsena (t. y. nėra priverstinio išorinio žadinimo). Žemiau pateiktuose 3.5–3.22 paveiksluose ženklai u ir m atitinka daugiklius 10^{-6} ir 10^{-3} .



3.5 pav. Autobuso rėmo vidurio taškų (3.3 pav. taškai 3R (mėlyna) ir 4R (raudona)) vertikalios krypties pagreičio amplitudės (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra ramybės būsena

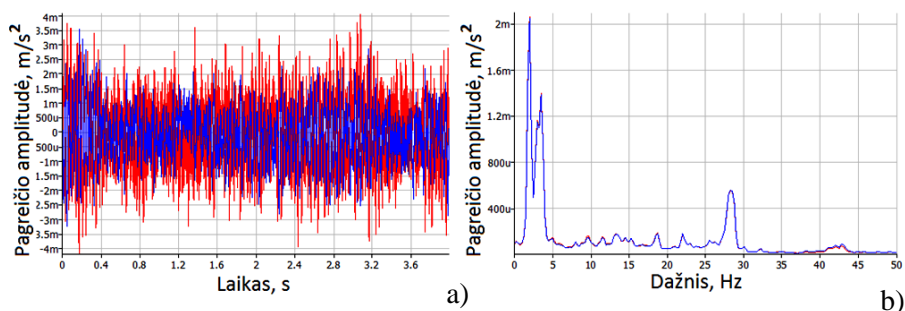
Fig. 3.5. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the middle points of the frame (Fig. 3.3, the points 3R and 4R), when the bus engine is off



3.6 pav. Autobuso pakabos taškų (3.3 pav. taškai 1P (mėlyna), 2P (raudona), 3P (žalia) ir 4P (geltona)) vertikalios krypties pagreičio amplitudės (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra ramybės būsena

Fig. 3.6. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in points of the bus suspension (Fig. 3.3 points 1P, 2P, 3P and 4P), when the bus engine is off

Gauti matavimo rezultatai (3.5, 3.6 ir 3.7 paveiksluose) rodo, kad (kai yra ramybės būsena t.y. nėra priverstinio išorinio žadinimo) pasireiškia vibracijos iki 120 Hz dažnių vertikalia kryptimi ir iki 60 Hz dažnių horizontalia kryptimi. Vertikalia kryptimi išryškėja autobuso rėmo vidurio 3R ir 4R taškų dominuojančios pagreičio amplitudės prie 2, 30, 43, 58, 62 ir 72 Hz dažnių. Horizontalia kryptimi išryškėja autobuso galinės pakabos 3P ir 4P taškų dominuojančios pagreičio amplitudės prie 2, 4 ir 28 Hz dažnių.



3.7 pav. Autobuso pakabos taškų (3.3 pav. taškai 3P ir 4P) horizontalios krypties pagreičio amplitudės (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra ramybės būsena

Fig. 3.7. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration horizontal acceleration amplitude in points of the bus suspension (Fig. 3.3 points 1P, 2P, 3P and 4P), when the bus engine is off

3.1 lentelė. Statistinės virpesių charakteristikos, kai variklis neveikia

Table 3.1. Statistical characteristics of the vibrations

Matavimo taškas (3.3 pav.)	Pagreičio amplitudės statistiniai parametrai					
	Aritmetinio vidurkio – reikšmė \bar{x} , m/s^2	Standartinio nuokrypio įvertis S_x , m/s^2	Standartinio vidurkio nuo- krypio įvertis $S_{\bar{x}}$, m/s^2	Minimali reikšmė x_{\min} m/s^2	Maksi- mali reikšmė x_{\max} m/s^2	Skłaida, m/s^2
Vertikali kryptis						
2P	$2,13 \cdot 10^{-4}$	0,00158	$1,38 \cdot 10^{-5}$	-0,00785	0,00866	0,0165
3R	$6,60 \cdot 10^{-5}$	0,00243	$1,66 \cdot 10^{-5}$	-0,00781	0,00732	0,0151
4P	$3,53 \cdot 10^{-5}$	$8,48 \cdot 10^{-4}$	$6,62 \cdot 10^{-6}$	-0,00343	0,00296	0,00639
1R	$-4,93 \cdot 10^{-5}$	0,00145	$1,36 \cdot 10^{-5}$	-0,00638	0,00732	0,0137
6R	$-5,09 \cdot 10^{-5}$	0,00152	$1,18 \cdot 10^{-5}$	-0,00701	0,00619	0,0132
Horizontali kryptis						
4P	$-6,67 \cdot 10^{-5}$	0,0011	$8,58 \cdot 10^{-6}$	-0,00419	0,00407	0,00826

Gauti matavimo rezultatai (3.1 lentelėje) rodo, kad vertikalia kryptimi pagreičio amplitudžių reikšmės svyruoja nuo -0,00785 (2P taške) iki 0,00866 (2P taške) m/s^2 . Horizontalia kryptimi pagreičio amplitudžių reikšmės svyruoja nuo -0,00419 (4P taške) iki +0,00407 (4P taške) m/s^2 .

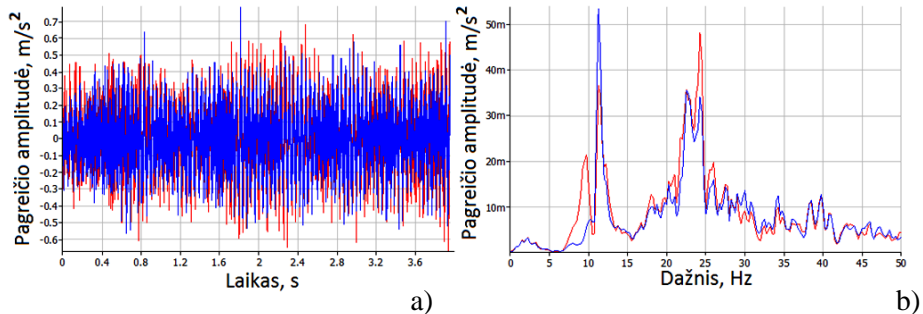
Kai veikia variklis. Buvo atlikti autobuso rėmo ir pakabos taškų (3.3 ir 3.4 pav. pateiktuose taškuose) virpesių matavimai, esant veikiančiam varikliui. Variklis dirbo esant laisvoms apsakoms, t. y. variklio apsisukimai buvo

500 aps./min. Matavimai atlikti vertikalioje ir horizontalioje kryptyse. Rezultatai pateikti 3.8, 3.9 ir 3.10 paveikluose, o 3.2 lentelėje – suskaičiuotosios virpesių statistinės charakteristikos.

3.2 lentelė. Statistinės virpesių charakteristikos, kai variklis veikia

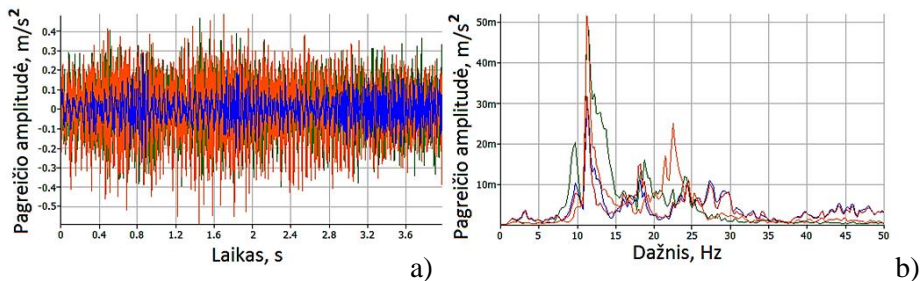
Table 3.2. Statistical characteristics of the vibrations

Matavimo taškas (3.3 pav.)	Pagreičio amplitudės statistiniai parametrai					
	Aritmetinio vidurkio – reikšmė \bar{x} , m/s^2	Standartinio nuokrypio įvertis S_x , m/s^2	Standartinio vidurkio nuokrypio įvertis $S_{\bar{x}}$, m/s^2	Minimali reikšmė x_{\min} , m/s^2	Maksimali reikšmė x_{\max} , m/s^2	Sklaida, m/s^2
Vertikali kryptis						
2P	$8,14 \cdot 10^{-4}$	0,078	$1,388 \cdot 10^{-5}$	-0,269	0,297	0,566
3R	$3,703 \cdot 10^{-5}$	0,0913	$1,666 \cdot 10^{-5}$	-0,65	0,69	1,34
4P	$1,93 \cdot 10^{-5}$	0,0623	$6,626 \cdot 10^{-6}$	-0,483	0,596	1,079
1R	$6,97 \cdot 10^{-5}$	0,075	$1,368 \cdot 10^{-5}$	-0,458	0,431	0,889
6R	$-8,09 \cdot 10^{-5}$	0,152	$1,185 \cdot 10^{-5}$	-0,721	0,729	1,750
Horizontali kryptis						
4P	$8,40 \cdot 10^{-5}$	0,163	0,00125	-0,423	0,403	0,8269



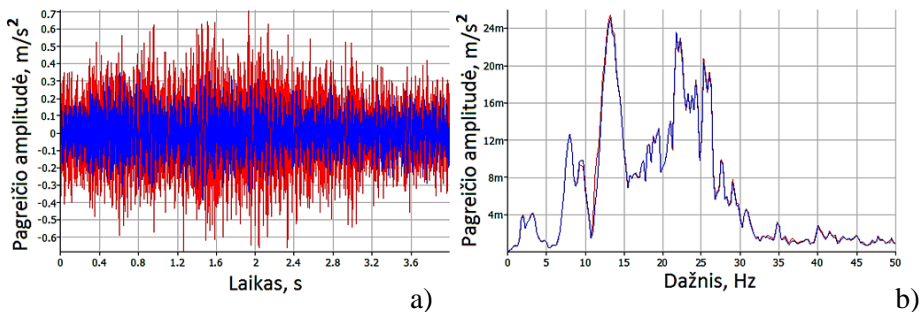
3.8 pav. Autobuso rėmo vidurio taškų (3.3 pav. taškai 3R ir 4R) vertikalios krypties pagreičio amplitudės (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai veikia variklis

Fig. 3.8. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the middle points of the frame (Fig. 3.3, the points 3R and 4R) when the engine is in operating mode



3.9 pav. Autobuso pakabos taškų (3.3 pav. taškai 1P, 2P, 3P ir 4P) vertikalios krypties pagreičio amplitudės (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai veikia variklis

Fig. 3.9. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in points of the bus suspension (Fig. 3.3 points 1P, 2P, 3P and 4P) when the engine is in operating mode



3.10 pav. Autobuso pakabos taškų (3.3 pav. taškai 3P ir 4P) horizontalios krypties pagreičio amplitudės (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai veikia variklis

Fig. 3.10. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration horizontal acceleration amplitude in points of the bus suspension (Fig. 3.3 points 3P and 4P) when the engine is in operating mode

Gauti matavimo rezultatai (3.8, 3.9 ir 3.10 paveiksluose) rodo, kad esant užvestam varikliui pasireiškia vibracijos iki 30 Hz dažnių vertikalia kryptimi ir iki 30 Hz dažnių horizontalia kryptimi. Vertikalia kryptimi išryškėja autobuso rėmo vidurio 3R ir 4R taškų dominuojančios pagreičio amplitudės prie 9, 12, 23 ir 24 Hz dažnių. Horizontalia kryptimi išryškėja autobuso galinės pakabos 3P ir 4P taškų dominuojančios pagreičio amplitudės prie 2, 4, 8, 9, 13 Hz ir 17–29 Hz dažnių diapazone.

Gauti matavimo rezultatai (3.2 lentelėje) rodo, kad vertikalia kryptimi pagreičio amplitudžių reikšmės svyruoja nuo -0,72 (2P taške) iki 0,72 (2P taške) m/s^2 . Horizontalia kryptimi pagreičio amplitudžių reikšmės svyruoja nuo -0,423 (4P taške) iki 0,403 (4P taške) m/s^2 .

Autobuso mechaninės sistemos virpesiai esant dinaminiam žadinimui. Nustatymui, kaip persiduoda virpesiai per konstrukciją, buvo atlikti tokie matavimai: buvo matuojamas autobuso mechaninės sistemos atsakas į smūginį žadinimą. Autobuso konstrukcija smūginiu žadinimu buvo veikama vertikaliai 3 taškuose: ties priekinės pakabos viduriu iš viršaus vertikaliai; ties galinės pakabos viduriu iš viršaus vertikaliai; autobuso viduryje iš viršaus vertikaliai. Šie žadinimo taškai pasirinkti tam, kad būtų sukelti vertikalūs ir sukamieji autobuso sistemos virpesiai.

Dėl dinaminės slėgio kontrolės oro pagalvėse pasiekiamas optimalus svorio paskirstymas ir užtikrinamas saugumas (labai pagerėja transporto priemonės valdymas).

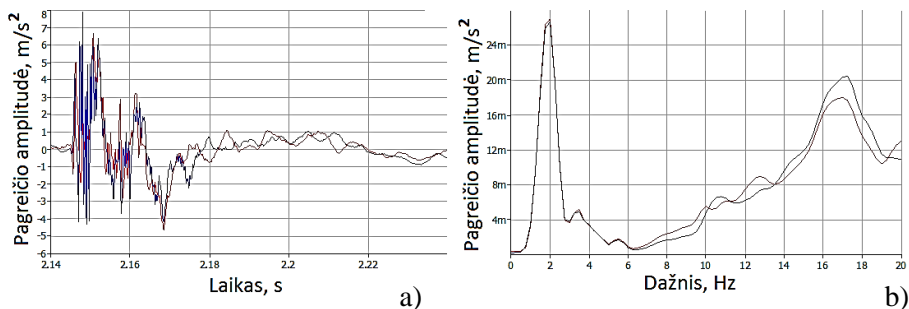
Oro pagalvių pritaikymas „sunkiajame“ transporte nuolat augo ir auga, kadangi, sunkiųjų transporto priemonių pakabų oro pagalvės ne tik labai ilgai eksploatuojamos, bet ir transporto priemonę kelyje daro pastovesnę. Važiavimas su jomis sąlyginai tylus ir minkštas. Kadangi vibracija, lyginant su plieninėmis lingėmis (net ir su naujomis kompozicinėmis lingėmis), sumažėja daug kartų, gerokai ilgiau išlaiko ir pats transporto priemonės kėbulas. Be galo svarbus aspektas ir vairuotojo sveikata – darbas tampa kur kas malonesnis, mažiau nuvargstama, o tai svarbu ir eismo saugumo požiūriu, ypač tolimuose tarptautiniuose maršrutuose.

Plieninės lingės, net ir pačios moderniausios kompozicinės, turi vieną pagrindinį trūkumą – jos privalo būti pakankamai standžios, kad išlaikytų maksimalią transporto priemonės apkrovą. Kuomet transporto priemonė važiuoja tuščia arba nepilnai pakarauta, plieninės pakabos sistemos yra pernelyg kietos ir iki galo nesugeba perduoti smūgių ir vibracijos amplitudžių. Todėl krato. Ši problema išnyksta, kai transporto priemonėje yra oro pagalvės. Antra vertus, oro pagalvės kompensavimo lygį (tai yra bene svarbiausias parametras) galima keisti priklausomai nuo transporto priemonės apkrovimo.

Visiškai pakrautos transporto priemonės oro pagalvėse nustatomas didelis oro slėgis, o tuščios ar pustuštės – mažesnis.

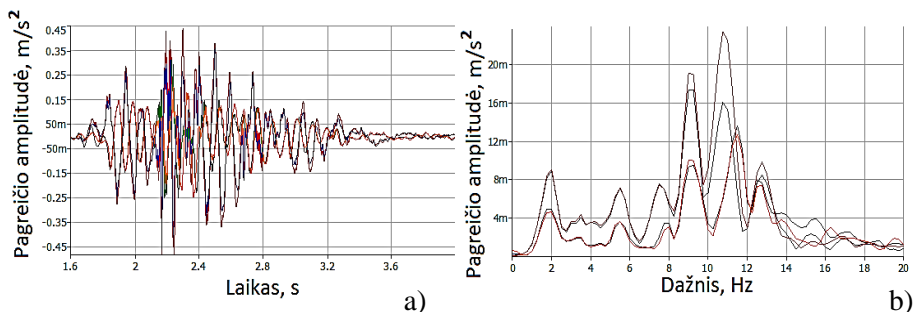
Šiandien oro pagalvės jau yra ne tik sunkiasvorėse transporto priemonėse, bet ir lengvuosiuose automobiliuose, vadinamuosiuose poilsio vagonėliuose bei greitosios pagalbos reanimatologų automobiliuose, kuriuose atliekamos operacijos. Taigi remiantis prieš tai pateikta informacija, atlikti slėgio oro pagalvėse įtakos autobuso konstrukcijai tyrimai. Pasirinkti du oro pagalvių slėgiai: maksimalus 0,80 MPa ir minimalus 0,65 MPa, kad būtų įvertinti pilnai pakrauto ir tuščio ar pustuščio autobuso apkrovimo variantai. Slėgis autobuso oro pagalvėse turi būti ne mažesnis nei 0,65 MPa, kad autobusas galėtų pajudėti (uždėti ribotuvai neleidžiantį judėti). Viršijus maksimalią reikšmę (apie 0,85 MPa) slėgis eksploatavimo metu išleidžiamas iki 0,65 MPa. Eksploatavimo metu oras pastoviai paduodamas į oro pagalves.

Matavimų rezultatai, kai smūginis žadinimas buvo autobuso viduryje, pateikti 3.11 ir 3.12 pav. (kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,65 MPa) bei 3.13 ir 3.14 pav. (kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,80 MPa).



3.11 pav. Autobuso rėmo vidurio taškų (3.3 pav. taškų 3R ir 4R) vertikalios krypties pagreičio amplitudės absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra smūginis žadinimas autobuso viduryje, kai oro pagalvėse slėgis 0,65 MPa

Fig. 3.11. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the middle points of the frame (a) (Fig. 3.3, the points 3R and 4R) upon shock excitation of the bus body centre (air pressure of 0,65 MPa).



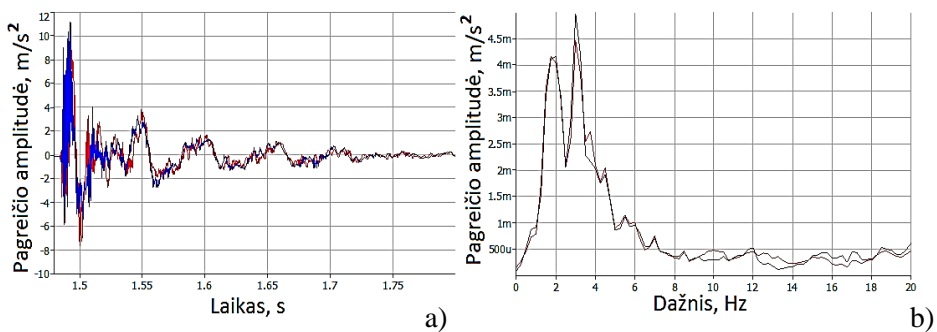
3.12 pav. Autobuso pakabos (3.3 pav. taškai 1P, 2P, 3P ir 4P) pagreičio amplitudės vertikalų absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra smūginis žadinimas autobuso viduryje, kai oro pagalvėse slėgis 0,65 MPa

Fig. 3.12. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the points of the bus suspension (a) (Fig. 3.3, the points 1P, 2P, 3P and 4P) upon shock excitation of the bus body centre (air pressure of 0,65 MPa).

Vertinant 3.11 pav. rezultatus, nustatyta, kad autobuso rėmo vidurio taškų (3.3 pav. taškų 3R ir 4R) vertikalios krypties pagreičio amplitudės dominuojančios reikšmės pasireiškia prie 2 Hz ir dažnių diapazone nuo 15 iki 19 Hz. Be to,

galima išskirti pagreičio amplitudės prie 3,6, 5,7, 9,6, 10,8 ir 12,75 Hz. Smūginis žadinimas sužadina daug pasireiškiančių autobuso rėmo konstrukcijos rezonansinių dažnių, kuriuos galima pagrįstai vertinti kaip rėmo mechaninės sistemos savuosius dažnius.

Vertinant 3.12 pav. rezultatus, nustatyta, kad autobuso pakabos (3.3 pav. c dalyje taškai 1P, 2P, 3P ir 4P) pagreičio amplitudės dominuojančios reikšmės pasireiškia prie 2, 9,6, 10,8 ir 11,6 Hz. Taip pat galima išskirti pagreičio amplitudės prie 3,6, 5,7, 7,6, 7,9 ir 12,75 Hz. Smūginis žadinimas sužadina eilę pasireiškiančių pakabos konstrukcijos dažnių, kuriuos galima pagrįstai vertinti kaip pakabos mechaninės sistemos savuosius dažnius.

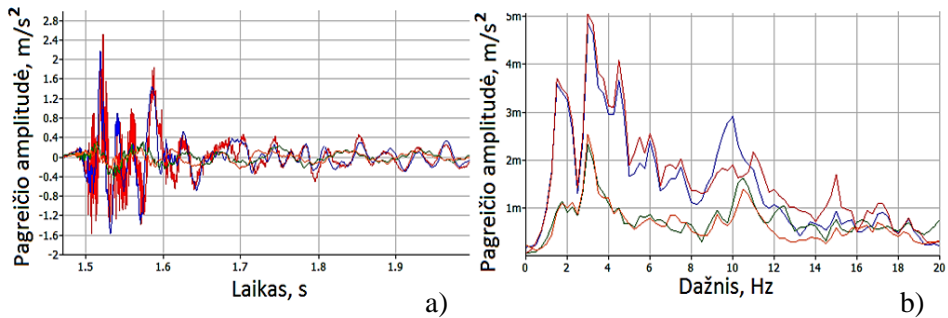


3.13 pav. Autobuso rėmo vidurio taškų (3.3 pav. taškų 3R ir 4R) vertikalios krypties pagreičio amplitudės absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra smūginis žadinimas autobuso viduryje, kai oro pagalvėse slėgis 0,80 MPa

Fig. 3.13. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the middle points of the frame (a) (Fig. 3.3 above, the points 3R and 4R) upon shock excitation of the bus body centre (air pressure of 0,80 MPa)

Vertinant 3.13 pav. rezultatus, nustatyta, kad autobuso rėmo vidurio taškų ir pakabos pagreičio amplitudės dominuojančios reikšmės pasireiškia prie 1,82, 2,1 ir 3,6 Hz, kai smūginis žadinimas yra autobuso viduryje.

Vertinant 2 skyriuje atliktus modeliavimo rezultatus, nustatyti tokie rezonansiniai dažniai – 1,81, 2,16 ir 10,2 Hz. Taigi, vertinant autobuso rėmo vidurio taške pasireiškiančius dažnius, matyti dvi reikšmės 1,82 ir 2,1 (eksperimento metu) bei 1,81 ir 2,16 (modeliavimo metu). Tai parodo, kad modelyje naudojami parametrai gerai atitinka realius. Vertinant trečią rezonansinį dažnį matyti, kad smūginis žadinimas autobuso viduryje jo nusužadina. Todėl tikslinga atlikti sužadimą kitoje vietoje. Kas ir atlikta 3.15–3.18 paveiksluose ir vertinant rezultatus matyti, kad visų bandymų metu pasireiškia reikšmė prie 11 Hz.

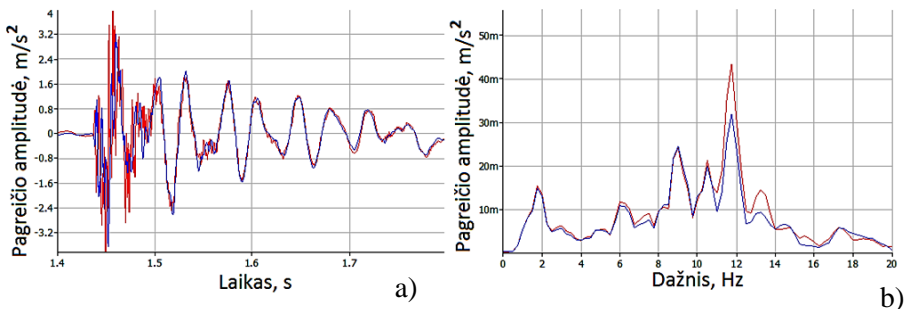


3.14 pav. Autobuso pakabos (3.3 pav. taškai 1P, 2P, 3P ir 4P) pagreičio amplitudės vertikalųjų absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra smūginis žadinimas autobuso viduryje, kai oro pagalvėse slėgis 0,80 MPa

Fig. 3.14. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the points of the bus suspension (a) (Fig. 3.3, the points 1P, 2P, 3P and 4P) upon shock excitation of the bus body centre (air pressure of 0,80 MPa)

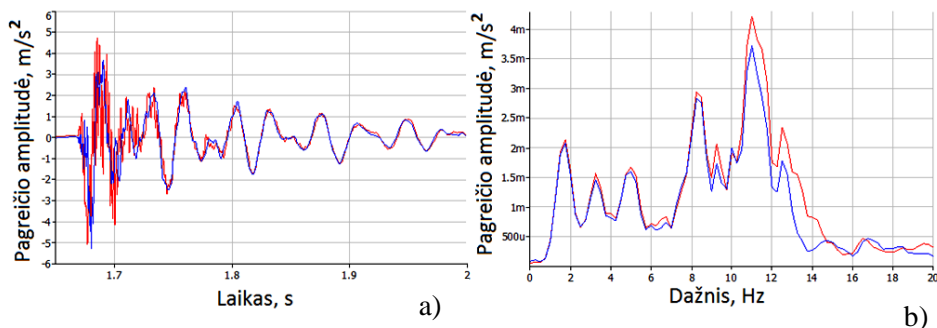
Matavimų rezultatai, kai smūginis žadinimas vertikalia kryptimi buvo autobuso priekinės pakabos viduryje, pateikti 3.15 pav. (kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,65 MPa) bei 3.16 pav. (kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,80 MPa).

Matavimų rezultatai, kai smūginis žadinimas buvo autobuso galinės pakabos viduryje, pateikti 3.17 (kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,65 MPa) bei 3.18 pav. (kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,80 MPa).



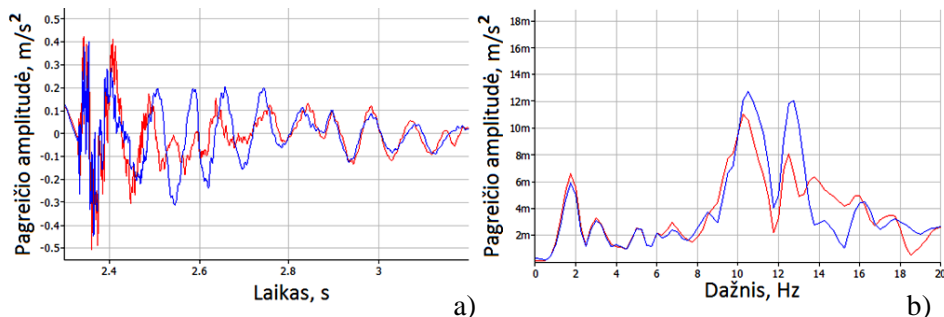
3.15 pav. Autobuso pakabos (3.3 pav. taškai 1P ir 2P) pagreičio amplitudės vertikalųjų absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra smūginis žadinimas virš galinės pakabos (pakabos oro pagalvėse slėgis 0,65 MPa)

Fig. 3.15. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the points of the bus suspension (a) (Fig. 3.3 above, the points 1P and 2P) upon shock excitation in the front bus body (air pressure of 0,65 MPa)



3.16 pav. Autobuso pakabos (3.3 pav. taškai 1P ir 2P) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių ir spektrinio tankio grafikai, kai yra smūginis žadinimas virš galinės pakabos (pakabos oro pagalvėse slėgis 0,80 MPa)

Fig. 3.16. The diagrams of time signal of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the points of the bus suspension (a) (Fig. 3.3 above, the points 1P and 2P) upon shock excitation in the front bus body (air pressure of 0,80 MPa)

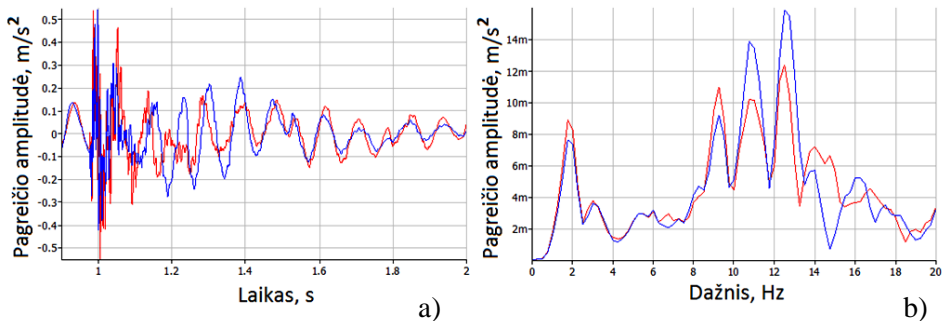


3.17 pav. Autobuso pakabos (3.3 pav. taškai 3P ir 4P) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra smūginis žadinimas virš priekinės pakabos (pakabos oro pagalvėse slėgis 0,65 MPa)

Fig. 3.17. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the points of the bus suspension (a) (Fig. 3.3, the points 3P and 4P) upon shock excitation in the front bus body (air pressure of 0,65 MPa)

Gauti matavimo rezultatai (3.10–3.18 paveiksluose) rodo, kad esant smūginiam žadinimui dominuojančios pagreičio amplitudės vertikalioje kryptimi pasireiškia iki 20 Hz dažnių. Vertikalioje kryptimi išryškėja autobuso rėmo vidurio 3R ir 4R taškų dominuojančios pagreičio amplitudės prie 2,1 ir 17 Hz dažnių; atitinkamai autobuso pakabos 1P, 2P, 3P ir 4P taškų dominuojančios pagreičio amplitudės išryškėja prie 5,5, 7,5, 9, 11 ir 13 Hz dažnių. Vertikalioje kryptimi pagreičio amplitudžių reikšmės svyruoja nuo -0,52 (1P ir 2P taškuose) iki 0,45 (1P ir 2P taš-

kuose) m/s^2 , kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,65 Mpa; bei nuo -0,36 (1P ir 2P taškuose) iki 0,36 (1P ir 2P taškuose) m/s^2 , kai p slėgis akabos oro pagalvėse 0,80 Mpa. Vertikalia kryptimi pagreičio amplitudžių reikšmės svyruoja nuo minus 0,41 (1P ir 2P taškuose) iki 0,50 (1P ir 2P taškuose) m/s^2 , kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,65 Mpa; bei nuo -0,46 (3P ir 4P taškuose) iki 0,52 (3P ir 4P taškuose) m/s^2 , kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,80 MPa.



3.18 pav. Autobuso pakabos (3.3 pav. taškai 3P ir 4P) pagreičio amplitudės vertikalios absoliučios virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai yra smūginis žadinimas virš priekinės pakabos (kai pakabos oro pagalvėse slėgis 0,80 MPa)

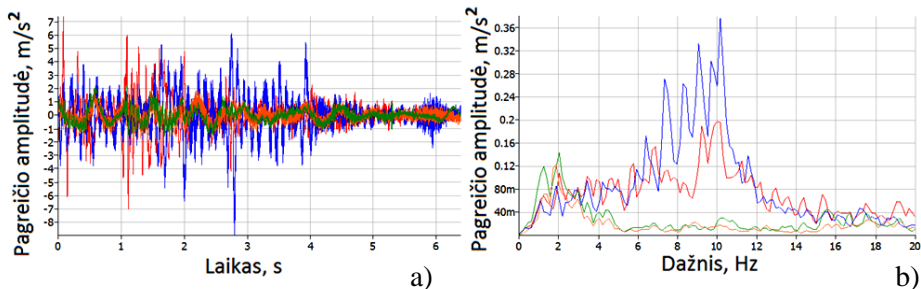
Fig. 3.18. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of absolute vibration vertical acceleration amplitude in the points of the bus suspension (a) (Fig. 3.3, the points 3P and 4P) upon shock excitation in the front bus body (air pressure of 0,80 MPa)

Vertinant oro pagalvių slėgio įtaką virpesių parametrui, nustatyta, kad kai slėgis pakabos oro pagalvėse 0,80 MPa, labai sumažėja autobuso rėmo vidurio taškų pagreičio amplitudė nuo 26 iki 4 mm/s^2 (prie 2 Hz) bei nuslopunami virpesiai dažnių diapazone nuo 15 iki 19 Hz.

Autobuso mechaninės sistemos virpesiai esant važiavimo režimui. Kad būtų nustatyta, kaip važiavimo metu virpesiai persiduoda per konstrukciją, buvo atlikti tokie matavimai: buvo matuojamas autobuso mechaninės sistemos atsakas į kelio sukeltą žadinimą. Buvo atliekama daug matavimų: autobusas važiuojo 10 km/h ir 30 km/h greičiais; staigiai stabdoma; kai užvedamas variklis. Gauti eksperimentinių matavimų rezultatai parodo autobuso sistemos perduodamų virpesių charakteristikas, t.y. kokių dažnių pagreičio amplitudės yra slopinamos. Atliekant eksperimentinius tyrimus buvo matuojami 4 autobuso taškai: priekinės pakabos, galinės pakabos, rėmo vidurio taško ir rėmo taškas virš priekinės pakabos. Matavimams buvo naudojami „Brüel & Kjær“ akcelerometrai, pakabos virpesių matavimui buvo naudojami 2 akcelerometrai 8341 (dažnių diapazonas

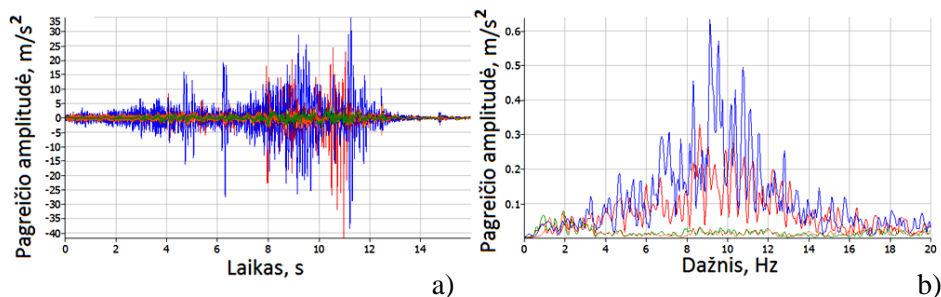
0,3– 0000 Hz, jautrumas 100 mV/g) ir rėmo virpesių matavimui 2 triašiai akcelerometrai 4506 (dažnių diapazonas 0,6–3000 Hz, jautrumas 100 mV/g).

Matavimų rezultatai, kai autobusas važiavo 10 km/h ir 30 km/h greičiais, kai buvo staigiai stabdoma ir kai užvedamas variklis, pateikti 3.19, 3.20, 3.21 ir 3.22 pav.



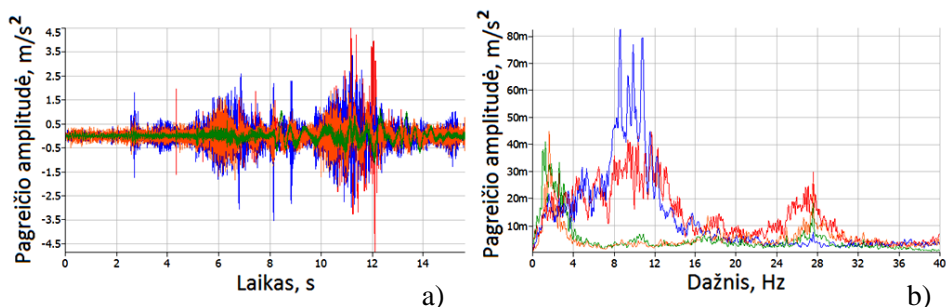
3.19 pav. Autobuso pakabos (priekinės – raudona, galinės – mėlyna) ir rėmo (vidurio taško – žalia, virš priekinės pakabos – oranžinė) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai autobuso važiavimo greitis 10 km/h

Fig. 3.19. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of vertical acceleration in the points of the bus suspension (a) (front – red, rear – blue) and bus body (in center of bus body – green, over front suspension – orange), when a bus traveling speed 10 km/h



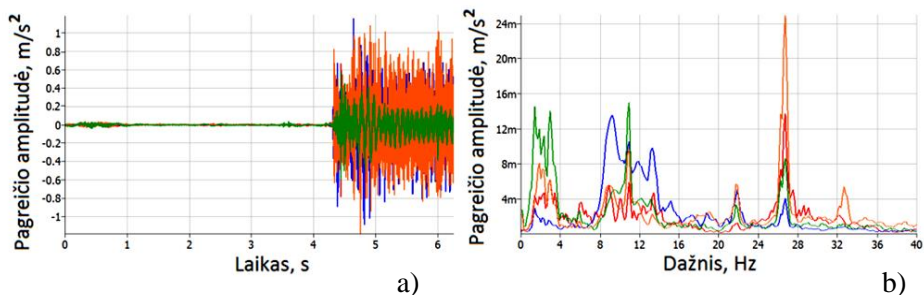
3.20 pav. Autobuso pakabos (priekinės – raudona, galinės – mėlyna) ir rėmo (vidurio taško – žalia, virš priekinės pakabos – oranžinė) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai autobuso važiavimo greitis 30 km/h

Fig. 3.20. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of vertical acceleration in the points of the bus suspension (a) (front – red, rear – blue) and bus body (in center of bus body – green, over front suspension – orange), when a bus traveling speed 30 km/h



3.21 pav. Autobuso pakabos (priekinės – raudona, galinės – mėlyna) ir rėmo (vidurio taško – žalia, virš priekinės pakabos – oranžinė) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai autobusas važiuoja ir greitai stabdo

Fig. 3.21 The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of vertical acceleration in the points of the bus suspension (a) (front – red, rear – blue) and bus body (in center of bus body – green, over front suspension – orange), when the bus rides and quick stops



3.22 pav. Autobuso pakabos (priekinės – raudona, galinės – mėlyna) ir rėmo (vidurio taško – žalia, virš priekinės pakabos – oranžinė) pagreičio amplitudės vertikalių absoliučių virpesių (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai, kai autobuso variklis užvedamas

Fig. 3.22. The diagrams of time signal (a) and spectral density (b) of vertical acceleration in the points of the bus suspension (a) (front – red, rear – blue) and bus body (in center of bus body – green, over front suspension – orange), when the bus engine started up

Vertinant 3.19 ir 3.20 paveikslų rezultatus matyti, kad autobusui važiuojant 10 km/h ir 30 km/h greičiais, dominuojančios pagreičio vertikalių virpesių amplitudės pasireiškia dažnių diapazone iki 12 Hz. Vertinant priekinės ir galinės pakabos virpesius, dominuojančios pagreičio vertikalių virpesių amplitudės pasireiškia dažnių diapazone nuo 6 iki 12 Hz, atitinkamai vertinant rėmo virpesius – nuo 0 iki 4 Hz.

Vertinant 3.21 pav. rezultatus, matyti, kad kaip ir važiavimo metu pasireiškia tokie patys virpesių dažniai. Tam, kad būtų įvertinti autobuso konstrukcijos virpesiai, tikslinga nagrinėti virpesius dažnių diapazone nuo 0 iki 40 Hz, nes didesnio dažnio virpesiai yra sukelti variklio veikimo ir jie labiau vertinami kaip triukšmas. 3.3 lentelėje pateikti statistiniai virpesių parametrai, kurie gauti analizuojant matavimo rezultatus pateiktus B priedo B20 paveiksle, kuriame pateikti virpesių grafikai, kai yra staigus autobuso stabdymas. 3.3 lentelėje matavimo vietos žymėjimai yra tokie: 1PP – priekinė pakaba; 2GP – galinė pakaba; 3RP – rėmas virš priekinės pakabos; 4RV – rėmo vidurio taškas.

3.3 lentelė. Statistinės virpesių charakteristikos, kai yra staigus autobuso stabdymas
Table 3.3. Statistical characteristics of the vibrations), when the bus quick stops

Matavimo vieta	Pagreičio amplitudės statistiniai parametrai			
	Standartinio nuokrypio įvertis $S_x, \text{m/s}^2$	Minimali reikšmė $x_{\min}, \text{m/s}^2$	Maksimali reikšmė $x_{\max}, \text{m/s}^2$	Sklaida, m/s^2
Nefiltruoti matavimo rezultatai				
1PP	0,362	-1,880	1,514	3,395
2GP	0,604	-4,130	4,971	9,101
3RP	0,257	-1,225	1,181	2,406
4RV	0,415	-2,883	2,435	5,318
Filtruoti matavimo rezultatai iki 40 Hz				
1PP	0,336	-1,664	1,197	2,860
2GP	0,207	-0,844	1,184	2,028
3RP	0,217	-0,628	0,950	1,578
4RV	0,160	-0,631	0,478	1,109

Vertikalūs autobuso pagreičiai nustatyti realiomis sąlygomis eksperimentiškai. Pagreičių reikšmės apibūdina pikai, statistiniai parametrai ir pagreičio signalo pokyčių pobūdžio laiko srityje. Papildomai analizuojant vertikalius pagreičius, galima spręsti apie vertikalių jėgų kitimą kontakte tarp autobuso ratų ir kelio paviršiaus bei deformacijas autobuso pakabos sistemoje.

Vertinant 3.3 lentelės rezultatus, matyti, kad nufiltruotos iki 40 Hz pagreičio reikšmės ženkliai sumažina galinės pakabos ir rėmo virpesių lygį. Iš to galima daryti išvadą, kad veikiantis variklis iš esmės perduoda virpesius rėmui ir galinei pakabai. Priedo B paveiksle B20 pateikti grafikai parodo, kad galinės pakabos ir autobuso rėmo vidurio taško virpesiai (nefiltruoti) dominuoja dažnių diapazone nuo 40 iki 800 Hz ir šiuose dažniuose ir pasireiškia nuo variklio ateinantys virpesiai.

Priedo B paveiksle B21 pateikti grafikai parodo važiavimo dėsningumus, kai vyksta važiavimas prieš sustojimą ir kai staigiai sustabdoma. Gauti rezultatai

parodo, kad važiavimo metu pasireiškia pakabos virpesių dažniai nuo 6 iki 12 Hz, o stabdymo metu atsiranda dažniai iki 3 Hz, atitinkamai rėmo virpesių dažniai tiek važiuojant, tiek ir stabdant pasireiškia iki 3 Hz. Iš to galima daryti išvadą, kad važiavimo ir stabdymo metu slopinimo sistema tarp rėmo ir pakabos slopina pakabos dažnius nuo 6 iki 12 Hz bei stabdymo metu pakaba yra žadinama nuo rėmo ateinančiais virpesiais iki 3 Hz. Vertinant matavimo rezultatus (priedas B paveikslas B21b), kai nagrinėjamas autobuso sustojimo momentas, nustatyti tokie dominuojančių amplitudžių dažniai: 0,3, 1,27, 3,0, 4,62, 5,4, 7,88, 9,61, 10,88 ir 11,81 Hz (vertinant priekinę ir galinę pakabas); 1,15, 2 ir 3 Hz (vertinant autobuso rėmo vidurio taško ir virš priekinės pakabos taško virpesius).

Vertinant 3.22 pav. rezultatus, matyti, kad užvestas variklis (500 aps./min.) pagreičio vertikalios virpesių amplitudes padidina apie 10 kartų (vertinant priekinės pakabos virpesius) ir 30 kartų (vertinant galinės pakabos virpesius). Vertinant rėmo virpesius, nustatyta, kad užvestas variklis pagreičio vertikalios virpesių amplitudes padidina apie 10 kartų (vertinant rėmo virpesius virš priekinės pakabos) ir 30 kartų (vertinant rėmo vidurio taško virpesius). Šie rezultatai rodo, kad variklio veikimas pagreičio vertikalios virpesių amplitudes padidina vienodu santykiu tiek pakabų, tiek ir rėmo virpesius. Užvestas variklis sukelia aukšto dažnio virpesius diapazone nuo 40 iki 800 Hz (priede B pav. B20).

Papildomai buvo atlikti vairuotojo sėdynės virpesių matavimai autobuso eksploataavimo metu. Matavimo rezultatai pateikti priede B paveiksluose B25–B29 pav. rodo, kad sėdynės slopinimo sistema slopina virpesius nuo 13 Hz.

Eksploataavimo metu atlikti eksperimentiniai autobuso pakabos ir rėmo taškų virpesių matavimai parodė, kad dominuojantys pagreičio virpesių dažniai pasireiškia iki 40 Hz. Važiavimo metu (10 ir 30 km/h) dominuojantys pakabos pagreičio virpesių dažniai yra nuo 6 iki 12 Hz, o dominuojantys rėmo pagreičio virpesių dažniai yra iki 4 Hz.

Vertinant 3.2.1 poskyryje atliktų eksperimentinių tyrimų rezultatus bei juos lyginant su komforto reikalavimais viešame transporte (šie reikalavimai apsprendžia leidžiamus virpesių amplitudžių dažnius ir reišmes) nustatyta, kad kai autobusas veikiamas smūginiu žadinimu bei yra įjungtas variklis, pagreičio reikšmės dažnių spektre yra iki $0,045 \text{ m/s}^2$ (nuo 1 iki 8 Hz) ir iki $0,053 \text{ m/s}^2$ (nuo 8 iki 25 Hz) bei neviršija leistinų reikšmių. Vertinant važiavimo metu kylančių virpesių parametrus nustatyta, kad pagreičio reikšmės dažnių spektre yra iki $0,14 \text{ m/s}^2$ (nuo 1 iki 4 Hz) ir iki $0,04 \text{ m/s}^2$ (nuo 4 iki 25 Hz) bei $0,14 \text{ m/s}^2$ reikšmė parodo, kad tokio lygio virpesiai, veikdami ilgesnį laiką negu 8 val., labai pablogina važiavimo komfortą. 1,08, 1,85 ir 8,71 Hz.

3.2. Žemagrindžio autobuso mechaninės konstrukcijos modalinė analizė

Modalinė analizė tai procesas, kurio metu konstrukcija charakterizuojama tikri- niu (rezonanso) dažniu, slopinimu, ir modų formomis, kitaip tariant savo dina- minėmis savybėmis. Kadangi visi kūnai turi masę ir yra plastiški, jie gali virpėti. Todėl didžioji dalis inžinerinių konstrukcijų ir mašinų yra veikiamos tam tikros formos svyruojamųjų judesių. Tam, kad būtų geriau suprastos bet kokių konst- rukcinių virpesių problemos, reikalinga nustatyti ir įvertinti rezonansinius daž- nius. Dažnai naudojamas būdas yra konstrukcijos modalinių parametrų nustaty- mas. Atliekant modalinę analizę, gaunamas konstrukcijos dinamikos matematinis modelis. Matematinis modelis sudarytas iš modų formų, kurių kiekviena turi tikrinį dažnį ir modalinį slopinimą. Modaliniai parametrai suteikia galutinį konstrukcijos dinamikos apibūdinimą.

Eksperimentinė modalinė analizė remiasi modalinių parametrų nustatymu atliekant bandymus skirtingai nuo analitinės modalinės analizės, kur modaliniai parametrai gaunami iš baigtinių elementų modelių. Eksperimentiniai tyrimai, kai tiriamos sudėtingos mechaninės konstrukcijos, įvertina realias aplinkos sąlygas ir konstrukcijos savybes, o analitinio modeliavimo metu yra priimama daug su- paprastinimų ir jų įtaką be eksperimentinių tyrimų įvertinti beveik neįmanoma.

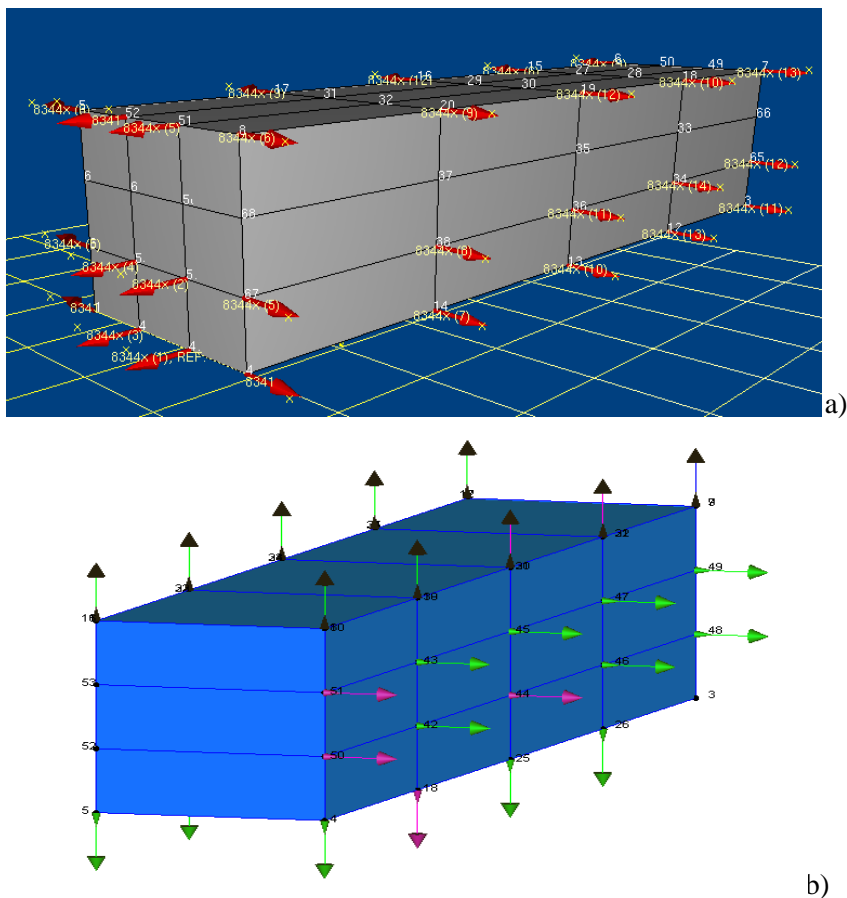
Autobuso konstrukcijos virpesiams ištirti buvo atlikti eksperimentiniai matavimai su išoriniu žadinimu. Matavimo stendo paveikslas pateiktas 3.2 pav. Tiriamos autobuso mechaninės konstrukcijos sistemos modalinei analizei buvo naudojama tokia įranga: akcelerometrai 8344 ir dinaminio žadinimo plaktukas su jėgos davikliu 8210.

Eksperimentinė modalinė analizė remiasi modalinių parametrų nustatymu atliekant bandymus skirtingai nuo analitinės modalinės analizės, kur modaliniai parametrai gaunami iš baigtinių elementų modelių. Išskiriami du eksperimenti- nės modalinės analizės tipai: klasikinė modalinė analizė ir modalinė analizė dar- bo režimu. Atliekant klasikinę modalinę analizę, dažnio atsako funkcijos (arba impulso atsako funkcijos) apskaičiuojamos iš išmatuotų žadinimo jėgų ir konst- rukcijos atsako į žadinimą.

Modalinė analizė darbo režimu remiasi konstrukcijos išėjimo signalų mata- vimu, priimant aplinkos triukšmus ir veikiančias jėgas kaip nematuojamą įeinan- tį signalą. Ji naudojama vietoj klasikinės modalinės analizės siekiant tikslios analizės, kai konstrukcija yra realiame darbo režime, ar situacijose, kai sunku arba neįmanoma kontroliuoti dirbtinio konstrukcijos žadinimo.

Modalinės analizės teorinis pagrindimas pateiktas disertacijos apžvalginėje dalyje 1.4 poskyriuje, kuriame pateikta modalinių parametrų (modalinis dažnis, slopinimo koeficientas ir modos forma) skaičiavimo metodika.

Gauti eksperimentinių tyrimų rezultatai pateikti 3.25–3.28 paveiksluose. 3.23 pav. a dalyje pateiktas matavimo taškų išsidėstymas atliekant eksperimentinę modalinę analizę, kai vertinami horizontalūs virpesiai; atitinkamai b dalyje pateiktas matavimo taškų išsidėstymas atliekant eksperimentinę modalinę analizę, kai vertinami vertikalūs virpesiai.

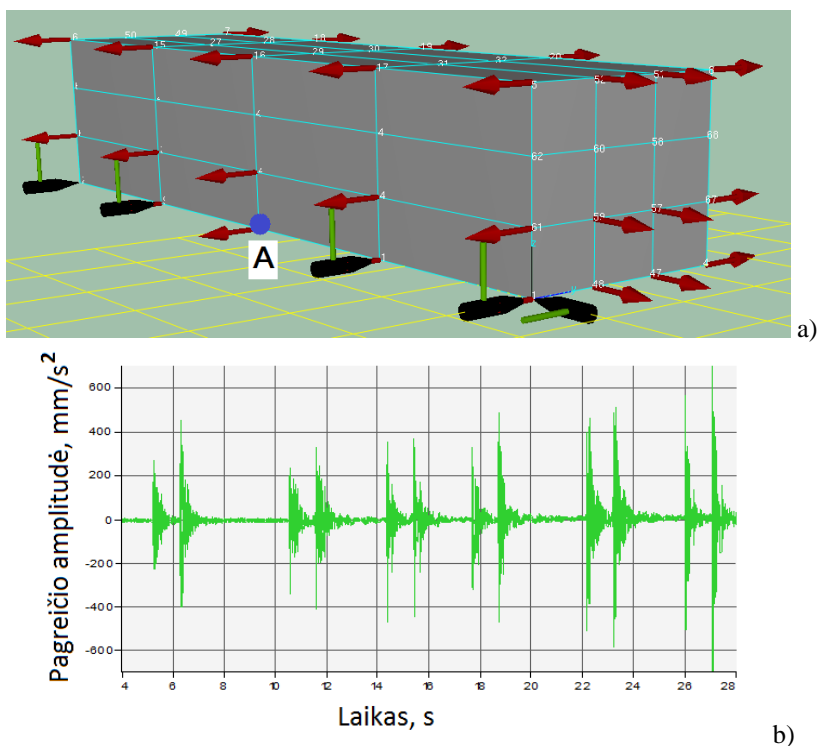


3.23 pav. Matavimo taškų išsidėstymas atliekant eksperimentinę modalinę analizę:
a – vertinant horizontalius virpesius; b – vertinant vertikalius virpesius;

Fig. 3.23. location of Measuring point through experimental modal analysis:
a – the assessment of horizontal vibrations; b – the assessment of vertical vibrations;

Atliekant eksperimentinę modalinę analizę buvo matuojami 62 autobuso konstrukcijos taškai: 42 taškai (3.23 pav. a dalis) matuojant horizontalius autobuso konstrukcijos virpesius ir 20 taškų (3.23 pav. b dalis) matuojant vertikalius vir-

pesius. Gauti matavimo rezultatai buvo apdorojami pagal 1.4 poskyryje pateiktą metodiką, kurios metu gaunami modaliniai parametrai (modalinis dažnis, slopinimo koeficientas ir modos forma). Toks taškų skaičius pasirinktas, kad būtų galima įvertinti kuo daugiau autobuso konstrukcijos modų formų (sukamąsias ir linijines pagal atitinkamas koordinates). Autobuso konstrukcija padalinta į 36 stačiakampius, kaip matyti 3.23 paveiksle, ir matavimai atliekami išorinių stačiakampių taškuose. 3.24 pav. b dalyje pateiktas autobuso vidurio taško (tipinis vieno taško atsakas atliekant modalinę analizę) pagreičio amplitudės, kuri parodo atsaką į išorinį žadinimą, grafikas.

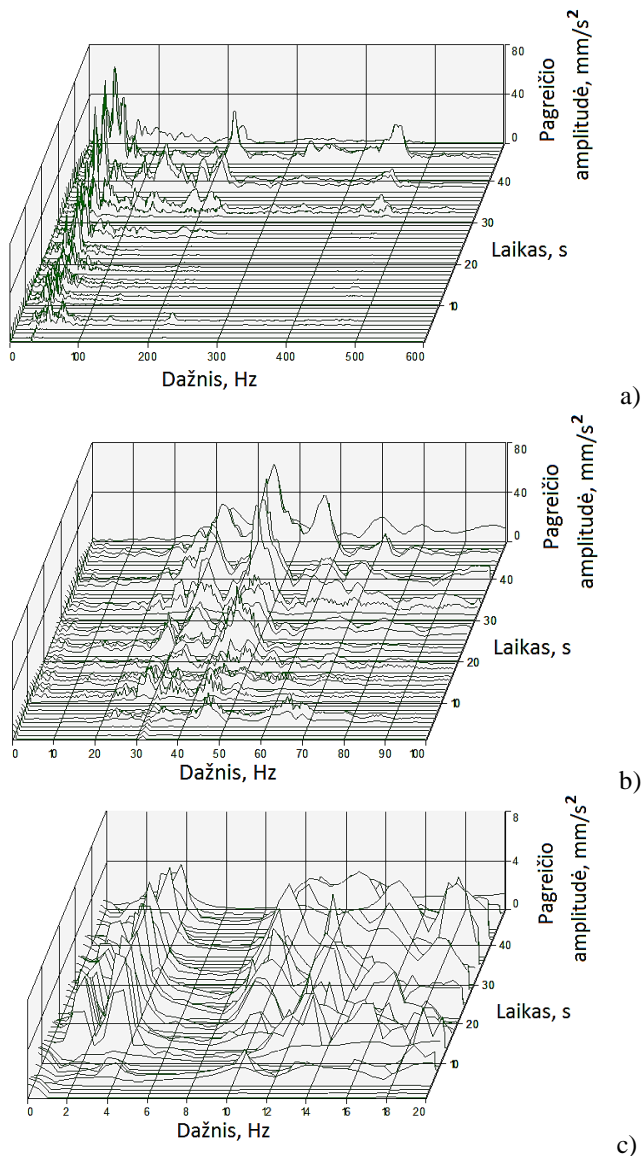


3.24 pav. Autobuso vidurio taško (a dalyje taškas A) pagreičio amplitudė (atliekant eksperimentinę modalinę analizę), kuri parodo atsaką į išorinį žadinimą

Fig. 3.24. Acceleration amplitude of point (the point A in a part) in the middle of bus (through experimental modal analysis), which shows the response of the external excitation

3.25 pav. pateiktas erdvinis grafikas, parodantis autobuso vidurio taško (atliekant modalinę analizę) dažninę priklausomybę nuo laiko ir pagreičio amplitudės.

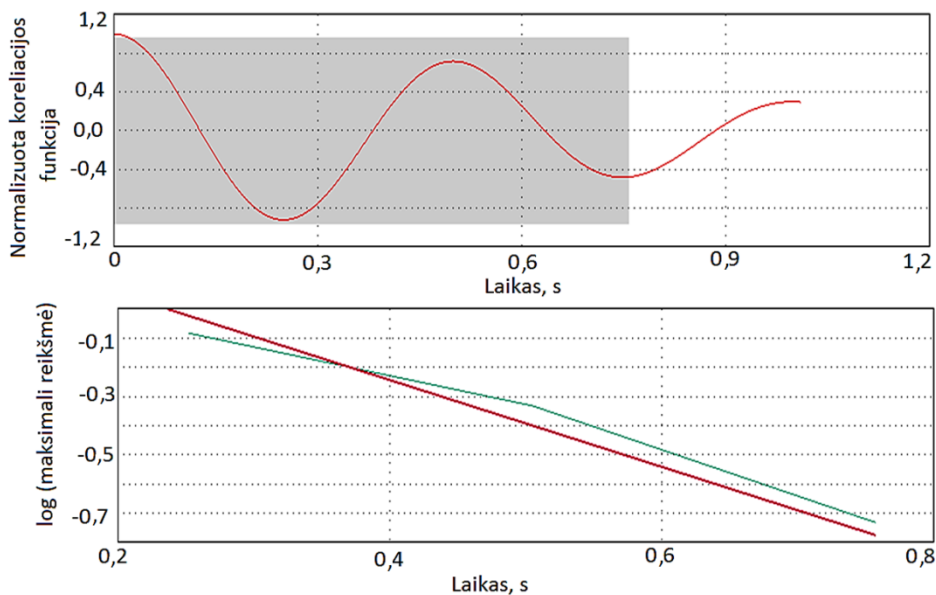
3.25 pav. grafiko a dalis rodo dažnių diapazoną nuo 0 iki 600 Hz, b dalis atitinkamai nuo 0 iki 100 Hz, o c dalis atitinkamai nuo 0 iki 20 Hz.



3.25 pav. Erdvinis grafikas parodantis autobuso vidurio taško (atliekant modalinę analizę) dažninę priklausomybę nuo laiko ir pagreičio amplitudės
Fig. 3.25. A three-dimensional graph showing the bus mid-point (for modal analysis), frequency domain and the time dependence of the displacement amplitude

Vertinant 3.25 pav. rezultatus, nustatyta, kad didžiausias dominuojančių pagreičio amplitudžių skaičius yra dažnių diapazone nuo 0 iki 100 Hz, bet matyti ir dominuojančių pagreičio amplitudžių prie 200 ir 480 Hz. Vertinant poveikį žmogui, aktualiausios amplitudės dažnių diapazone nuo 0 iki 20 Hz, kuris ir pateiktas 3.25 pav. c dalyje. Iš 3.25 pav. c dalies matyti, kad autobuso konstrukcija diapazone nuo 0 iki 20 Hz turi daug pasireiškiančių amplitudžių diapazonuose nuo 0 iki 4 Hz ir nuo 8 iki 20 Hz, kas vertinant poveikį žmogui yra teigiamas aspektas, nes žmogus jautriausias yra dažnių diapazone nuo 4 iki 8 Hz.

Sistemos rezonansinis dažnis slopsta eksponentiškai (3.25 pav.). Normalizuota koreliacijos funkcija konkrečiai modai nustatoma iš visų matavimo taškų rezultatų. Slopinimo koeficientas yra gaunamas naudojant logaritminio dekremento išraišką ir skaičiuojama koreliacijos funkcija nuo maksimalių reikšmių, kaip parodyta 3.26 pav.



3.26 pav. Pirmai modai slopinimo koeficientui skaičiuoti naudojamos kreivės: normalizuota koreliacijos funkcija konkrečiai modai ir slopinimo koeficientui apskaičiuoti naudojama iš koreliacinės funkcijos ekstremalių reikšmių kreivė

Fig. 3.26. The curves used to calculate damping coefficient of first mode: normalized correlation function for each mode and damping ratio estimation from correlation function

Virpesių slopinimo koeficientai nustatyti 12 modų. Pirmos modos virpesių slopinimui apskaičiuoti imtas virpesių laiko periodų skaičius pateiktas 3.26 pav.

Kitų 8 modų virpesių slopinimui apskaičiuoti imtas virpesių laiko periodų skaičius pateiktas B priede B30 pav. Gautų slopinimo koeficientų reikšmės pateiktos 3.4 lentelėje.

Pirmų 5 modų ir 8 modos formas atlikus eksperimentinę modalinę analizę pateiktos 3.27 pav. Kitos modų formas pateiktos B priede B31 pav.

Modalinė analizė leidžia matyti bazinių detalių linijines ir kampines deformacijas. Pagal tai galima įvertinti santykinius poslinkius tarp reikšmingų autobuso taškų. Taip pat analizė leidžia numatyti konstrukcijos labiausiai apkrautas vietas ir prielaidas deformacijų, kurios sukelia pavojingus autobuso judesius, mažinimui.

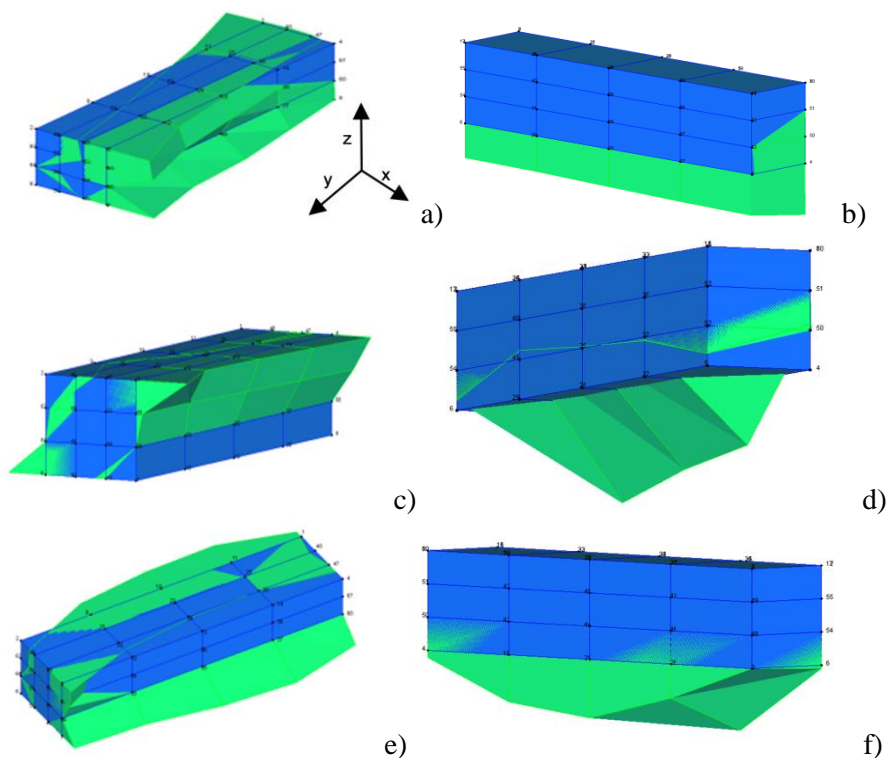
Atliktos eksperimentinės modalinės analizės metu gautų modų dažnių ir virpesių slopinimo koeficientų reikšmės pateiktos 3.4 lentelėje. Apibūdinant modos formas, naudojamos z, y ir x koordinatės (3.27 pav. a dalis). Z koordinatė statmena autobuso konstrukcijos pagrindui, y koordinatė yra išilgai autobuso konstrukcijos ir x koordinatė yra skersai autobuso konstrukcijos.

3.4 lentelė. Autobuso konstrukcijos modalinės analizės rezultatai

Table 3.4. Results of the modal analysis of the bus constructions

Modos Nr.	Dažnis, Hz	Slopinimo koeficientas, %	Modos formos apibūdinimas
1	1,99	1,96	sukimas apie z ašį x kryptimi
2	2,16	2,197	linijinis z ašimi
3	3,81	0,806	sukimas apie y ašį x kryptimi
4	8,89	0,671	sukimas apie y ašį z kryptimi
5	9,31	2,687	sukimas apie y ašį x kryptimi pusbangė
6	13,18	2,921	-
7	15,91	2,172	-
8	16,75	0,566	z ašimi pusbangė
9	18,69	1,498	-
10	20,67	2,335	-
11	25,1	1,269	-
12	28,35	1,178	-

Gauti modalinės analizės rezultatai rodo autobuso rėmo modalinius parametrus: savuosius dažnius, modalinius slopinimo koeficientus ir modų formas. Modalinių parametų dėka galima įvertinti, nagrinėti ir suprasti rezonansinių dažnių (modų) poveikį tiriamajai struktūrai (objektui). Be to, modalinės analizės rezultatai vėliau gali būti naudojami atskirų problemų (susijusių su konkrečia moda) sprendimui.



3.27 pav. Autobuso konstrukcijos modalinės analizės rezultatai:
pirmos 5 modos (a–e) ir 8 moda (f)

Fig. 3.27. Results of the modal analysis of the bus constructions: first
5 modes (a–e) and 8 mode (f)

Tyrimo rezultatai (3.4 lentelė ir 3.27 pav.) parodė pirmų 12 modų modalinių parametrų reikšmes ir modų formas. Pavojingiausios yra pirmos penkios modos, nes papuola į diapazoną nuo 0 iki 10 Hz. Jame kylantys virpesiai gali įtakoti eksploataavimo kokybę. Ypač pavojinga yra 1 moda, nes jos dydis artimas slopinimo sistemos vertikalios krypties rezonansiniam dažniui (3.2.1 skyriuje atliktų tyrimų rezultatas), ir šie konstrukcijos pavojingi dažniai gali vienas kitą žadinti eksploataavimo metu. Antros modos dažnis yra autobuso konstrukcijos judesio vertikaliam dažnis, kuris atitinka ir analitinio modeliavimo metu gautos antros formos dažnį. Aštuntos modos forma rodo, kad virpant autobuso rėmui šiuo dažniu, deformuojasi rėmo vidurys, o žemas slopinimo koeficientas parodo, kad šio dažnio moda yra silpnai slopinama. Toks poveikis gali įtakoti konstrukcijos deformacijas ir susilpnėjimą.

Modaliniai parametrai parodo būdingas struktūros (objekto) savybes, kurios yra nepriklausomos nuo išorinio žadinimo.

Atlikta žemagrindžio miesto autobuso eksperimentinė modalinė analizė leidžia matyti bazinių detalių linijines ir kampines deformacijas. Pagal tai galima įvertinti santykinius poslinkius tarp reikšmingų autobuso taškų. Sudarytas žemagrindžiam miesto autobusui eksperimentinės modalinės analizės metodas leidžia matyti kėbulo dalių linijinius ir kampinius poslinkius bei galima numatyti konstrukcijos labiausiai apkrautas vietas ir prielaidas deformacijų, kurios sukelia pavojingus autobuso judesius, mažinimui.

Virpesių bandymai, įskaitant operacinę modalinę analizę buvo atlikti norint ištirti virpesių poveikį autobuso konstrukcijai (rėmas, pakaba), kuri apkraunama aukštomis virpesių amplitudėmis važiavimo metu bei esant užvestam varikliui. Vienas pagrindinių virpesių šaltinių yra variklis. Nustatyta, kad varikliui dirbant tuščia eiga (500–600 aps/min.), šie apsisukimai yra artimi (9–10 Hz) ir sukelia 4 ir 5 modų rezonansinius dažnius. Vibracijos nuo variklio yra perduodamos rėmui ir pakabai. Nepageidaujami didelių amplitudžių virpesiai yra žalingi autobuso konstrukcijai ir įtakoja važiavimo komfortą keleiviams. Kadangi variklis yra standartinis komponentas ir jį sunku pakeisti, kelio nelygumus pakeisti irgi sudėtinga, taigi, norint išspręsti virpesių problemą, kad būtų išvengta rezonanso reiškinio, geriausia optimizuoti autobuso pakabos ir rėmo konstrukciją.

3.3. Žemagrindžio autobuso reikšmingų taškų vibracinių signalų parametų analizė

Šiame skyriuje atlikta reikšmingų žemagrindžio miesto autobuso taškų vibracinių signalų parametų analizė. Buvo ištirta kaip tarpusavyje susiję reikšmingų žemagrindžio miesto autobuso taškų vibraciniai signalai prie įvairių sąlygų: a) prie įvairių oro pagalvės slėgių; b) ramybės būseną, užvestas variklis ir smūginis žadinimas. Remiantis šia analize galima spręsti apie reikalingų atlikti eksperimentų skaičių bei matuojamų taškų kiekį. Nuo to priklauso planuojamo eksperimento sudėtingumas ir reikalingos investicijos.

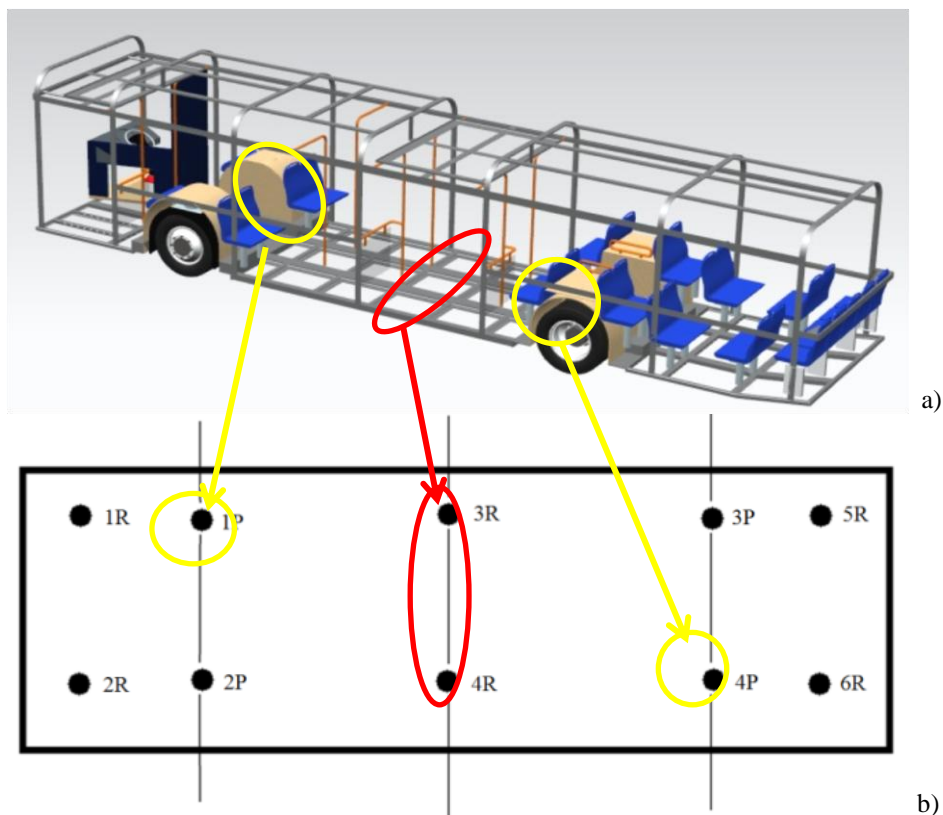
Eksperimento ir analizės rezultatai. Oro pagalvės skirtingi slėgiai. Vibracinių signalų reikšmės buvo išmatuotos ant autobuso mechaninės konstrukcijos (apatinio rėmo).

Vibracijos signalų atitinkamų parametų matavimo duomenų masyvai buvo gauti pagal autobuso rėmo virpesių matavimus, taikant prietaisus: „Brüel & Kjær“ kilnojama matavimo rezultatų apdorojimo, kaupimo ir valdymo įranga „3660-D“; kompiuterį DELL; akcelerometrus 8344.

Autobuso rėmo atitinkamuose taškuose buvo išmatuoti vibracijos signalų vektoriai ir gauti 4-ųjų vektorių kiekvienai iš dviejų būsenų matavimo rezultatų

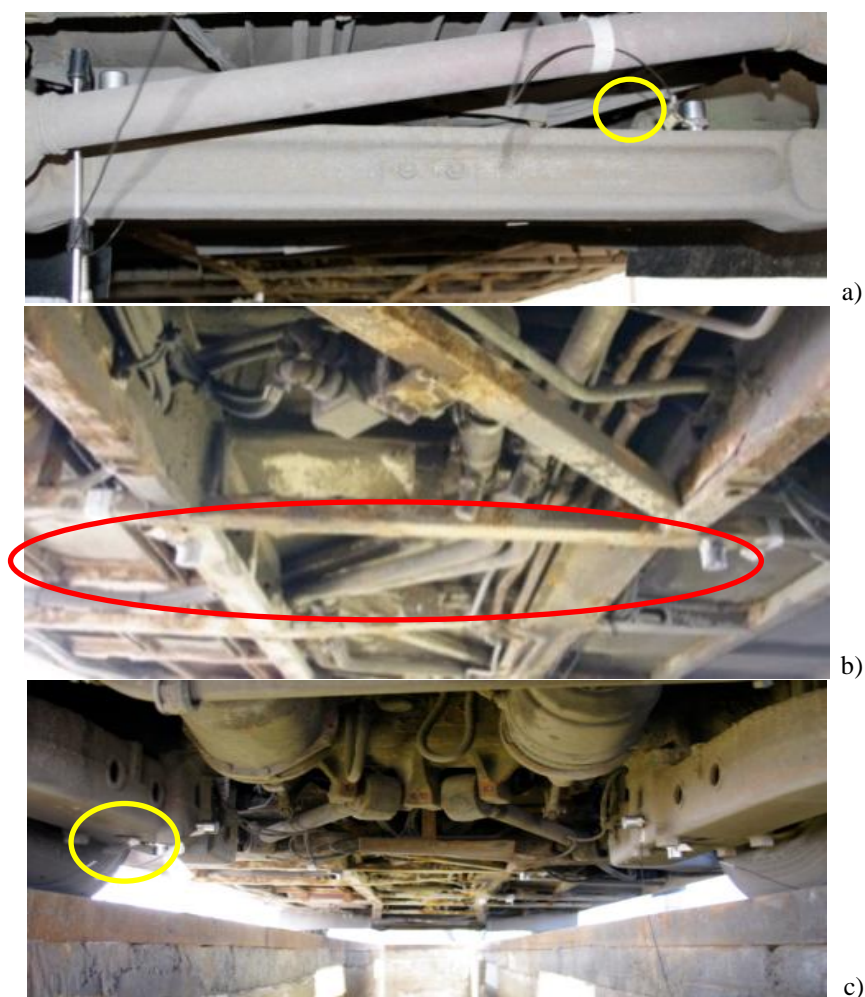
masyvai. Signalai fiksuoti laiko intervalais $\tau_{\Delta} = 2,44140630 \cdot 10^{-4} \text{ s}$ laiko intervale. Kiekviename masyvo vektoriuje talpinta $n = 16386$ vibrosignalų reikšmės.

Buvo atlikti autobuso rėmo ir pakabos taškų (3.28 pav. pateiktuose taškuose) virpesių matavimai, esant ramybės būsenoje (t. y. kai autobusas neveikiamas išorinio žadinimo), įjungus variklį ir esant smūginiam žadinimui. Matavimai atlikti vertikalioje kryptyje. 3.29 paveiksle pateikti matavimo taškų vaizdai.



3.28 pav. Autobuso rėmo ir pakabos virpesių matavimo taškų schema: a) rėmo vaizdas; b) vaizdas iš apačios

Fig. 3.28. The scheme of bus frame and pneumatic suspension vibration measurement points: a) the view of the body frame; b) the bottom view



3.29 pav. Autobuso rėmo ir pakabos virpesių matavimo taškai: a) autobuso priekinės pakabos taškai (3.3 pav. 1P ir 2P); b) autobuso vidurio rėmo taškai (3.3 pav. 3R ir 4R); e) ir c) autobuso galinės pakabos taškai (3.3 pav. 3P ir 4P)

Fig. 3.29. The bus body frame and pneumatic suspension vibration measurement points: a) the points of the front suspension of the bus (Fig. 3.3, 1P and 2P); b) the points of the frame in the middle of the bus (Fig. 3.3, 3R and 4R); c) the points of the rear suspension of the bus (Fig. 3.3, 3P and 4P)

Autobuso mechaninės konstrukcijos su amortizacinėmis pagalvėmis vibracinių virpesių matavimuose buvo panaudotas smūginis žadinimas. Nagrinėjamų taškų pagreičio amplitudės laikinio signalo ir spektrinio tankio grafikai pateikti

B priede B15 ir B16 paveiksluose. Pirmojoje matavimų būsenoje amortizacinių oro pagalvių slėgis buvo 0,65 MPa. Antrojoje matavimų būsenoje amortizacinių oro pagalvių slėgis buvo 0,80 MPa. Matavimų metu kiekvienai būsenai panaudoti keturi autobuso rėmo taškai (3R, 4R, 1P, 4P) ir kiekviename taške gautas matavimo rezultatų vektorius. Taigi kiekvienoje būsenoje gauti 4 matavimų vektoriai. Skaičiavimų procedūrose vektorių numeracijai supaprastinti buvo taikyta nauja numeracija eilės tvarka (1, 2, 3, 4). Abiejų būsenų vektorius sujungiant į vieną sistemą vektorių numeracija buvo (1, 2, 3, 4; 5, 6, 7, 8).

Matavimo duomenų masyvai buvo apdoroti pagal sudarytas kompiuterines programas, taikant Matlab programų paketo operatorius.

Normuotųjų kovariacinių funkcijų kvantavimo intervalo reikšmės kinta nuo 1 iki $n/2$ reikšmių, čia $n = 16386$ – vibracinių signalų masyvo vektorių eilučių (reikšmių) skaičius. Vibracinių signalų matavimo masyvas sudarytas iš 4 vektorių (stulpelių). Kiekvienam vektoriui buvo apskaičiuotas normuotosios autokovariacinės funkcijos $K_{\varphi}(\tau)$ įvertis $K'_{\varphi}(\tau)$ ir gautos 4 normuotųjų autokovariacinių funkcijų grafinės išraiškos kiekvienai būsenai. Taip pat apskaičiuoti normuotųjų tarpusavio kovariacinių funkcijų $K'_{\varphi}(\tau)$ įverčiai pagal visus 4-ių taškų vektorius kiekvienoje būsenoje ir gautos 6 jų grafinės išraiškos.

Normuotųjų autokovariacinių funkcijų reikšmės pakankamai greitai „gęsta“ nuo $r = 1,0$, kai $k \rightarrow 0$ iki reikšmės artimos nuliui prie kvantavimo intervalo reikšmių $k \rightarrow 4000$ ($\tau_k \rightarrow 0,98$ s) abiejose matavimų būsenose.

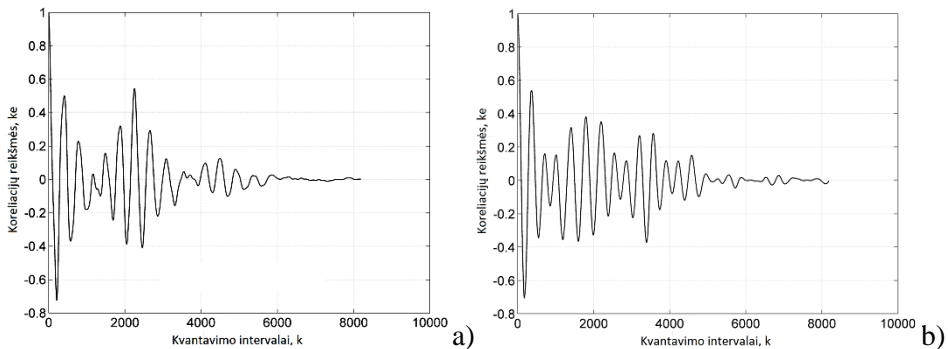
Lėtesnis autokovariacinių funkcijų reikšmių mažėjimas yra dėl 1P ir 4P vektorių abiejose būsenose, kai $|r| \rightarrow 0,4 - 0,5$ prie $k \rightarrow 4000$ ($\tau_k \rightarrow 0,98$ s) – $k \rightarrow 7000$ ($\tau_k \rightarrow 1,7$ s) ir toliau mažėja iki artimos nuliui reikšmės. Tai rodo, kad vibrovirpesių kovariacijų „gęsimas“ 1P ir 4P vektoriuose vyksta lėčiau abiejose būsenose.

Normuotosios tarpusavio kovariacinės funkcijos turi reikšmes artimas nuliui, kai $|r| \rightarrow 0$ dėl visų vektorių ir kvantavimo intervalų abiejose matavimų būsenose, išskyrus vektorius, tarp kurių koreliacijos koeficientų reikšmės taip pat nedidelės, tai:

- 3R ir 4R (1-osios būsenos), kai $|r| \rightarrow 0,3$;
- 1P ir 4P (1-osios būsenos), kai $|r| \rightarrow 0,5$;
- 1P (1-oji būseną) ir 4P (2-oji būseną), kai $|r| \rightarrow 0,2$;
- 4P (1-oji būseną) ir 4P (2-oji būseną), kai $|r| \rightarrow 0,2$;
- 3R (2-oji būseną) ir 4R (2-oji būseną), kai $|r| \rightarrow 0,3$;
- 3R (2-oji būseną) ir 4P (2-oji būseną), kai $|r| \rightarrow 0,25$;
- 4R (2-oji būseną) ir 4P (2-oji būseną), kai $|r| \rightarrow 0,25$.

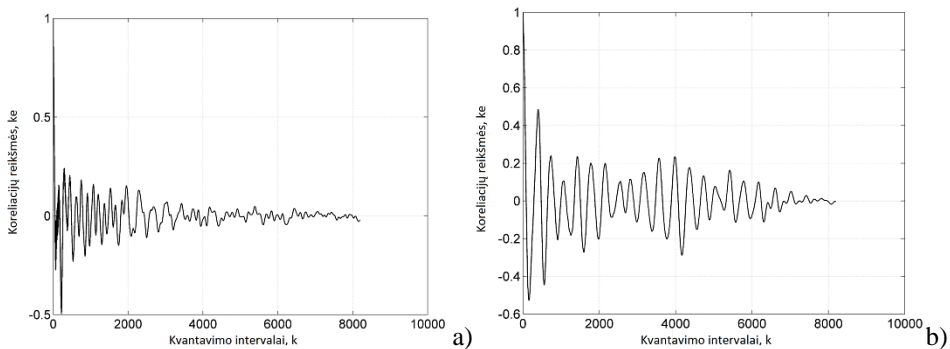
Taigi galima teigti, kad autobuso amortizatorių oro pagalvių slėgis praktiškai neturi įtakos virpesių stipriui bei jų koreliacijai.

Reikšmingesnės normuotųjų autokovariacinių ir tarpusavio kovariacinių funkcijų grafinės išraiškos pavaizduotos 3.30–3.33 pav. 3.34 pav. pavaizduota autobuso 4-ių taškų 8 vektorių masyvo dviejose būsenose apibendrintos (erdvinės) koreliacinės matricos grafinis vaizdas. Koreliacinės matricos išraiška įgautina 8 piramidžių blokinį pavidalą, kuriuose koreliacijos koeficientų reikšmės parodytos spalvų spektro atspalviais. Horizontalioje plokštumoje pavaizduota piramidžių spalvinė projekcija.



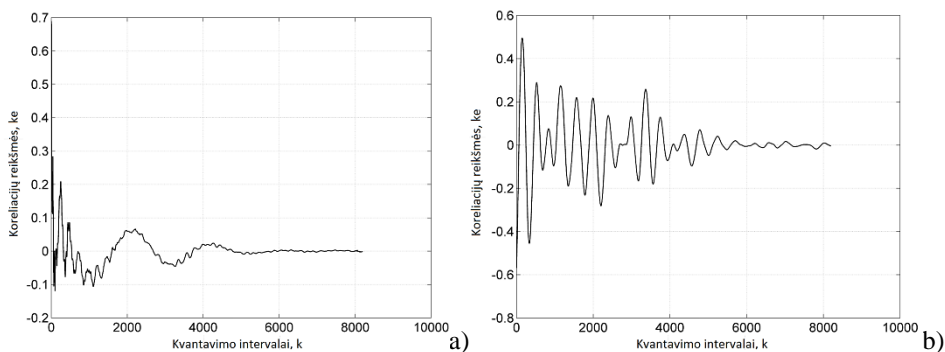
3.30 pav. 1P (a) ir 4P (b) taškų (oro pagalvių slėgis buvo 0,65 MPa) vibrosignalų normuotosios autokovariacinės funkcijos

Fig. 3.30. The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the points 1P (a) and 4P (b) when the bus airbag pressure is 0,65 MPa



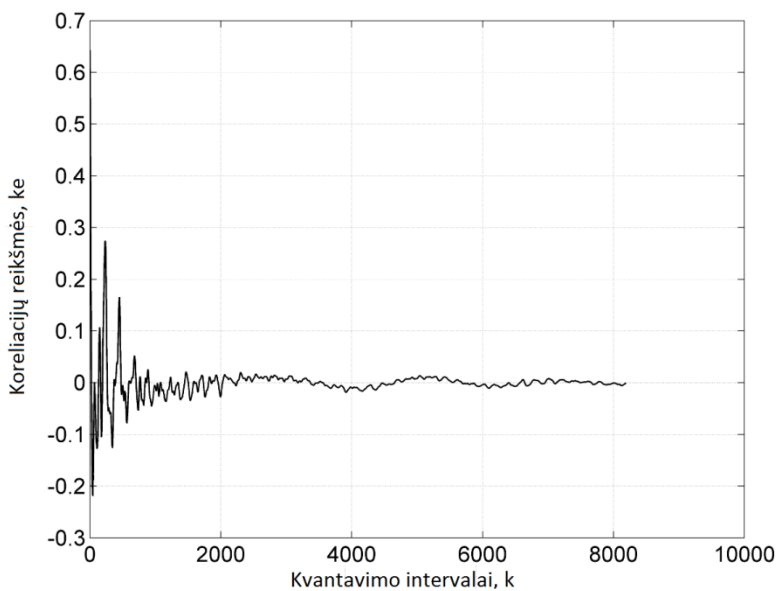
3.31 pav. 1P (a) ir 4P (b) taškų (oro pagalvių slėgis buvo 0,80 MPa) vibrosignalų normuotosios autokovariacinės funkcijos

Fig. 3.31. The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the points 1P (a) and 4P (b) when the bus airbag pressure is 0,80 MPa



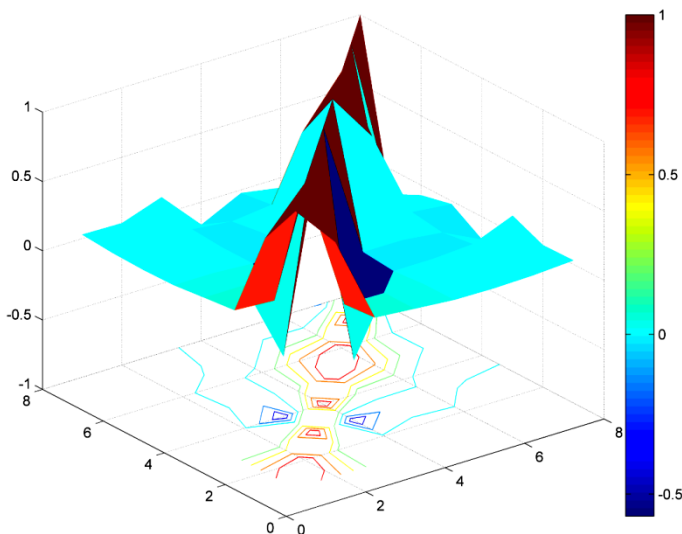
3.32 pav. 3R ir 4R (a) bei 1P ir 4P (b) taškų (oro pagalvių slėgis buvo 0,65 MPa) vibrosignalų normuotosios autokovariacinės funkcijos

Fig. 3.32 The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the points 3R and 4R (a) and 1P and 4P (b) when the bus airbag pressure is 0,65 MPa



3.33 pav. 3R ir 4R taškų (oro pagalvių slėgis buvo 0,80 MPa) vibrosignalų normuotosios autokovariacinės funkcijos

Fig. 3.33 The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the points 3R and 4R when the bus airbag pressure is 0,80 MPa



3.34 pav. Autobuso rėmo vibracinių signalų 8-ių vektorių masyvo apibendrintos (erdvinės) koreliacinės matricos grafinis vaizdas

Fig. 3.34 The graphical expression of the generalized (spatial) correlation matrix of the array of 8 vectors of digital bus body vibration signals

Pagal 3.30–3.34 pav. pateiktus grafikus galima daryti tokias išvadas:

Autobuso mechaninės konstrukcijos pagrindinių taškų vibrosignalų normuotosios autokovariacinės ir tarpusavio kovariacinės funkcijos įgalina nustatyti koreliacijos kaitą tarp duomenų vektorių pagal vibrosignalų laiko kvantavimo intervalą. Normuotųjų autokovariacinių funkcijų reikšmės pakankamai greitai „gęsta“ nuo $r \rightarrow 1$, kai kvantavimo intervalas $k \rightarrow 0$, iki reikšmės artimos nuliui prie kvantavimo intervalo reikšmių $k \rightarrow 4000$ ($\tau_k \rightarrow 0,98$ s) ir didesnių abiejose matavimų būsenose. Mažesniu tempu vibrosignalų kovariacijų „gęsimas“ vyksta 1P ir 4P vektoriuose abiejose būsenose.

Normuotosios tarpusavio kovariacinės funkcijos turi reikšmes artimas nuliui, kai $|r| \rightarrow 0$ dėl visų vibrosignalų vektorių ir prie visų kvantavimo intervalo reikšmių abiejose matavimų būsenose. Keleto vektorių tarpusavio kovariacinių funkcijų reikšmės šiek tiek didesnės už nulį ir svyruoja $|r| \rightarrow 0,2 - 0,5$. Taigi galima teigti, kad autobuso amortizacinių oro pagalvių slėgis praktiškai neturi įtakos vibrovirpesių stipriui bei jų koreliacijai.

Žemagrindžio autobuso rėmo ir pakabos taškų vibracijos prie įvairių būsenų (ramybės būsena, užvęstas variklis ir smūginis žadinimas).

Buvo atlikti autobuso rėmo ir pakabos taškų (3.28 pav. pateiktuose taškuose) virpesių matavimai, esant ramybės būsenoje (t. y. kai autobusas neveikiamas

išorinio žadinimo), įjungus variklį ir esant smūginiam žadinimui. Matavimai atlikti vertikalioje kryptyje. 3.29 paveiksle pateikti matavimo taškų vaizdai. Nagrinėjamų taškų pagreičio amplitudės laikinio signalo ir spektrinio tankio grafikai pateikti B priede B17, B18 ir B19 paveiksluose.

Matavimo duomenų apdorojimo procedūrose gautieji trijų autobuso būsenų duomenų masyvai buvo panaudoti sudarant dvi duomenų grupes, kai kiekvienoje grupėje naudojami dviejų autobuso būsenų matavimo duomenys.

Pirmoji grupė sudaryta, taikant duomenis, gautus: 1. autobuso variklis ramybės būsenoje; 2. autobuso variklis veikimo būsenoje.

Antroji grupė sudaryta, taikant duomenis, kai: 1. autobuso vertikalus smūginis žadinimas ir matavimas vertikalia kryptimi; 2. autobuso variklis veikimo būsenoje.

Matavimo duomenų masyvai buvo apdoroti pagal sudarytas kompiuterines programas, taikant Matlab 7 programų paketo operatorius.

Normuotųjų kovariacinių funkcijų kvantavimo intervalo reikšmės kinta nuo 1 iki $n/2$ reikšmių, čia $n = 16386$ – vibrosignalų masyvo vektorių eilučių (reikšmių) skaičius. Vibrosignalų matavimo masyvas sudarytas iš 4 vektorių (stulpelių) kiekvienai autobuso būsenai, kai kiekvienam autobuso taškui priklauso vienas matavimo rezultatų vektorius. Kiekvienam vektoriui buvo apskaičiuotas normuotosios autokovariacinės funkcijos $K_{\varphi}(\tau)$ įvertis $K'_{\varphi}(\tau)$ ir gautos 4 normuotųjų autokovariacinių funkcijų grafinės išraiškos kiekvienai būsenai. Taip pat apskaičiuoti normuotųjų tarpusavio kovariacinių funkcijų $K'_{\varphi}(\tau)$ įverčiai pagal visus 4-ių taškų vektorius ir gauta 56 jų grafinių išraiškų.

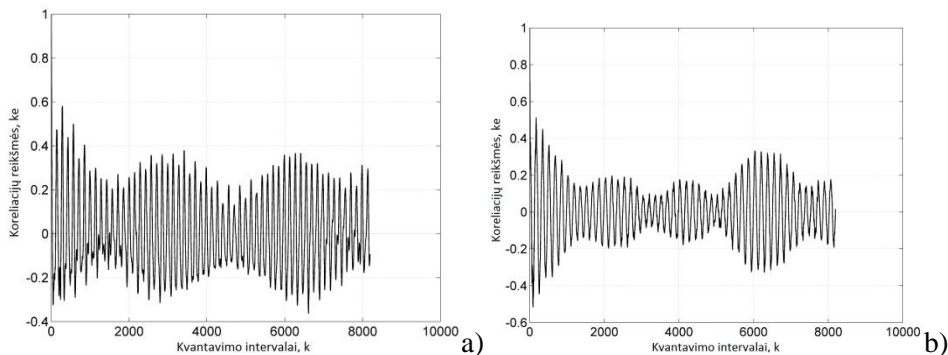
Matavimų metu kiekvienai būsenai panaudoti keturi autobuso rėmo taškai (3R, 4R, 1P, 4P) ir kiekviename taške gautas matavimo rezultatų vektorius. Tokiu būdu kiekvienoje būsenoje gauti 4 matavimų vektoriai. Skaičiavimų procedūrose vektorių numeracijai supaprastinti buvo taikyta nauja numeracija eilės tvarka (1, 2, 3, 4). Abiejų būsenų vektorius sujungiant į vieną sistemą, vektorių numeracija buvo (1, 2, 3, 4; 5, 6, 7, 8).

Normuotosios autokovariacinės funkcijos įgauna didžiausią koreliacijos koeficiento reikšmę $r = 1,0$ prie kvantavimo intervalo reikšmės $k = 0$ ($\tau_k = 0$ s).

Nagrinėsime pirmos grupės matavimo duomenų masyvų apdorojimo rezultatus. Autobuso mechaninės konstrukcijos 4-ių pagrindinių taškų (3R, 4R, 1P, 4P) vibrosignalų pagal dvi autobuso būsenas normuotųjų autokovariacinių funkcijų išraiškos turi netaisyklingą „negęstantį“ periodinį pavidalą ir prie visų kvantavimo intervalo k reikšmių koreliacijos koeficientų reikšmės kinta intervale $|r| \rightarrow 1,0 - 0,5 - 0,1$. Normuotųjų autokovariacinių funkcijų periodinis pavidalas matomai yra išmatuotų vibrosignalų periodikos pėdsakas.

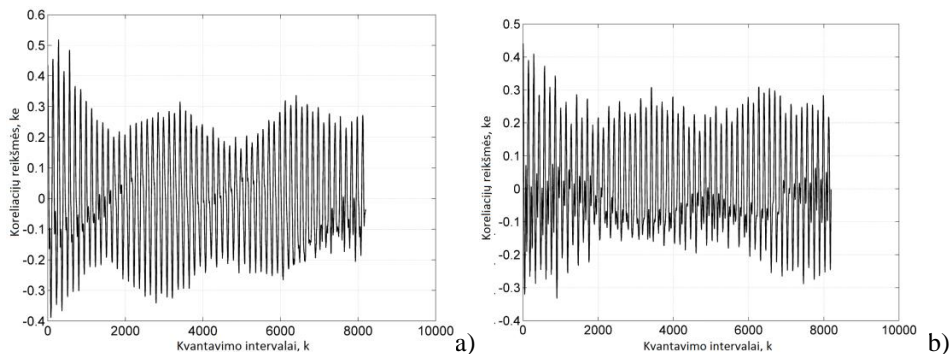
Reikšmingesnės pirmos grupės vibrosignalų autokovariacinių ir tarpusavio kovariacinių funkcijų grafinės išraiškos pavaizduotos 3.35–3.37 pav. 3.38 pav.

pavaizduota autobuso 4-ių taškų 8 vektorių masyvo dviejose būsenose apibendrintos (erdvinės) koreliacinės matricos grafinis vaizdas. Koreliacinės matricos išraiška įgauna 8 piramidžių blokinį pavidalą, kuriuose koreliacijos koeficientų reikšmės parodytos spalvų spektro atspalviais. Horizontalioje plokštumoje pavaizduota piramidžių spalvinė projekcija.



3.35 pav. 3R taško ramybės (a) ir veikiančio variklio (b) būsenų vibrosignalų normuotosios autokovariacinės funkcijos

Fig. 3.35. The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the point 3R when the bus engine is off (a) and when its is in operating mode (b)



3.36 pav. 3R ir 4R taškų ramybės (a) ir veikiančio variklio (b) būsenų vibrosignalų normuotosios autokovariacinės funkcijos

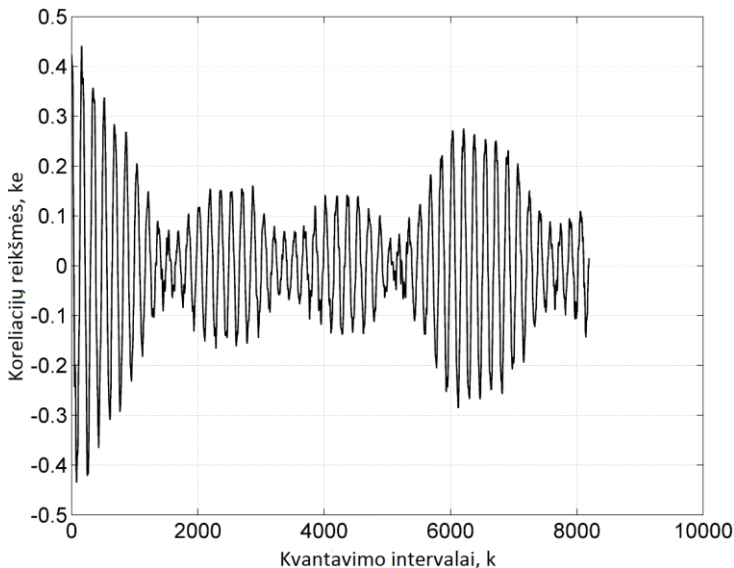
Fig. 3.36. The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the points 3R and 4R when the bus engine is off (a) and when its is in operating mode (b)

Normuotosios tarpusavio kovariacinės funkcijos taip pat įgauna netaisykliną periodinę išraišką ir prie visų kvantavimo intervalo k reikšmių kovariacinės

funkcijos įgauna mažas reikšmes abiejose autobuso būsenose, kintančias intervale $|r| \rightarrow 0,5 - 0,2 - 0,01$. Keletas tarpusavio kovariacinių funkcijų turi reikšmes artimas $|r| \rightarrow 0,4 - 0,5$, tai dėl vektorių:

- 3R ir 4R (1-oji būseną), $|r| \rightarrow 0,5 - 0,2$;
- 3R ir 1P (1-oji būseną), $|r| \rightarrow 0,4 - 0,2$;
- 4R ir 1P (1-oji būseną), $|r| \rightarrow 0,4 - 0,2$;
- 3R ir 4R (2-oji būseną), $|r| \rightarrow 0,45 - 0,15$.

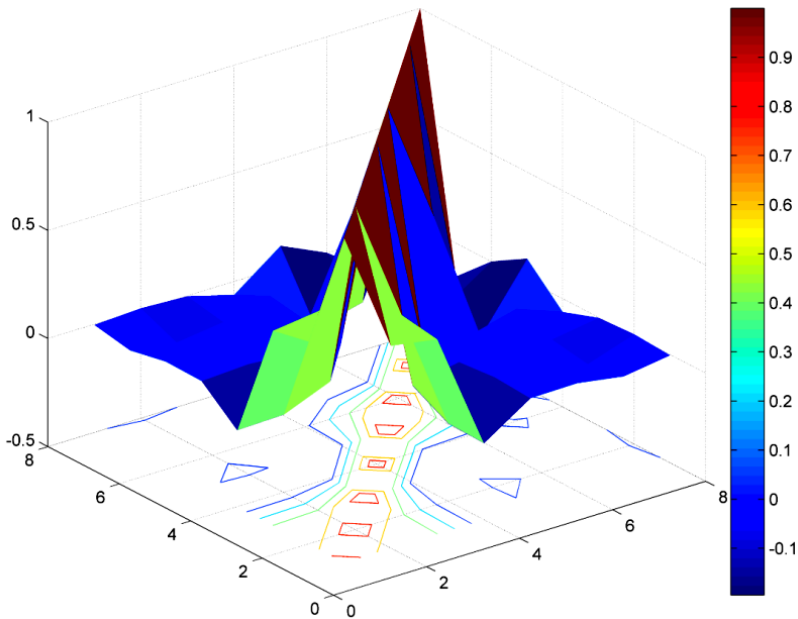
Taigi, autobuso rėmo ramybės būsenos ir veikiančio variklio atveju taškų vektorių vibrosignalų tarpusavio koreliacija yra nedidelė, o keleto taškų vektorių didžiausios koreliacijos koeficientų reikšmės yra $|r| \rightarrow 0,4 - 0,5$.



3.37 pav. 4R ir 1P taškų ramybės būsenos vibrosignalų normuoti tarpusavio autokovariacinė funkcija

Fig. 3.37. The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the points 4R and 1P when the bus engine is off

Analizuojami antros grupės vibrosignalų masyvų apdorojimo rezultatai. Autobuso mechaninės konstrukcijos 4-ių pagrindinių taškų (3R, 4R, 1P, 4P) vibrosignalų pagal antrąją autobuso būseną normuotųjų autokovariacinių funkcijų išraiškos turi nedidelę periodiką ir koreliacijos koeficientų reikšmės mažėja nuo $r \rightarrow 1,0$ iki $r \rightarrow 0,1$. Pirmojoje būsenoje autokovariacinių funkcijų reikšmės mažėja nuo $r \rightarrow 1,0$ ($k \rightarrow 0$) iki $r \rightarrow 0$ prie kvantavimo intervalo reikšmių $k \rightarrow 5000$ ($\tau_k \rightarrow 1,2$ s).



3.38 pav. Autobuso 4-ių taškų 8 vektorių masyvo dviejose būsenose apibendrintos (erdvinės) koreliacinės matricos grafinis vaizdas.

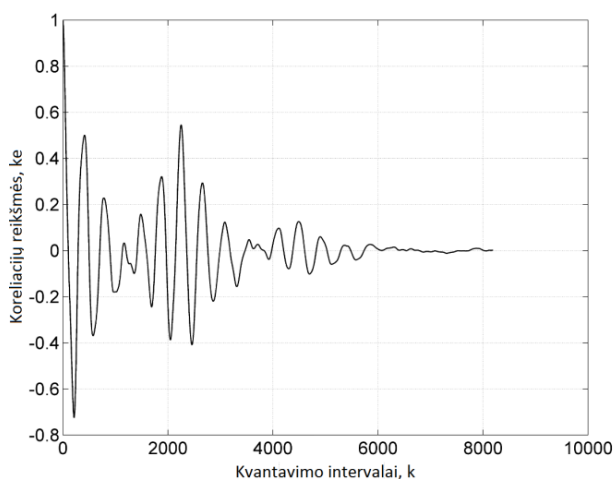
Fig. 3.38 The graphical expression of the generalized (spatial) correlation matrix of the array of 8 vectors of digital bus body vibration signals

Normuotosios tarpusavio kovariacinės funkcijos įgauna nedideles reikšmes prie visų kvantavimo intervalo k reikšmių abiejose autobuso būsenose ir koreliacijos koeficientas $r \rightarrow 0$ prie $k \rightarrow 5000$ ($\tau_k \rightarrow 1,22$ s). Keletas tarpusavio kovariacinių funkcijų turi reikšmes šiek tiek didesnes, kai $|r| \rightarrow 0,7 - 0,45$ ir tai dėl atitinkamų taškų vibrosignalų vektorių:

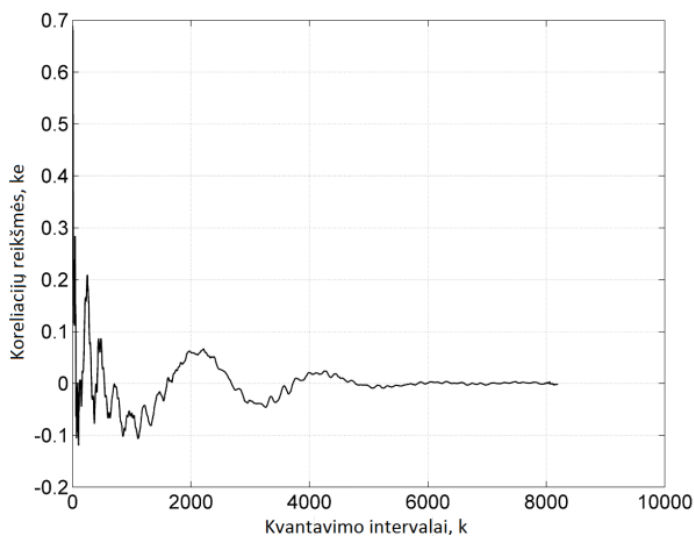
- 3R ir 4R (1-oji būsena), $|r| \rightarrow 0,7 - 0,1$;
- 1P ir 4P (1-oji būsena), $|r| \rightarrow 0,5 - 0,0$;
- 3R ir 4R (2-oji būsena), $|r| \rightarrow 0,45 - 0,15 - 0,0$.

Taigi, autobuso rėmo smūginės būsenos ir veikiančio variklio atveju taškų vektorių vibrosignalų tarpusavio koreliacija yra nedidelė, kai $|r| \rightarrow 0,3 - 0,2 - 0,02$. Tačiau dviejų taškų 3R ir 4R (1-oji būsena) tarpusavio koreliacija yra ženklesnė ir koreliacijos koeficiento didžiausia reikšmė $|r| \rightarrow 0,7$.

Reikšmingesnės antros grupės vibrosignalų autokovariacinių ir tarpusavio kovariacinių funkcijų grafinės išraiškos pavaizduotos 3.39–3.41 pav. 3.42 pav. pavaizduota autobuso 4-ių taškų 8 vektorių masyvo dviejose būsenose apibendrintos (erdvinės) koreliacinės matricos grafinis vaizdas.

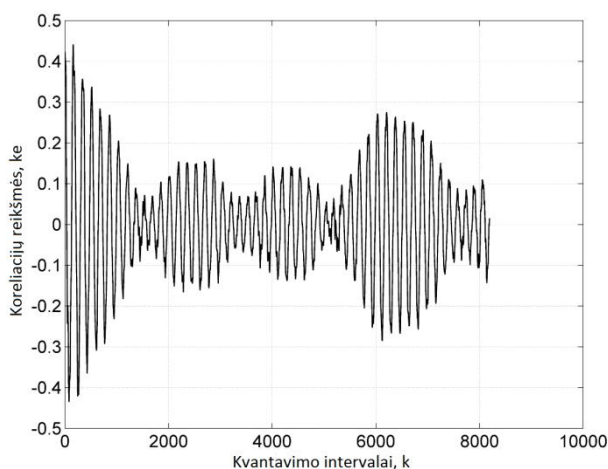


3.39 pav. 1P taško smūginės būsenos vibrosignalų normuotoji autokovariacinė funkcija
Fig. 3.39. The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the point 1P upon shock excitation of the bus centre



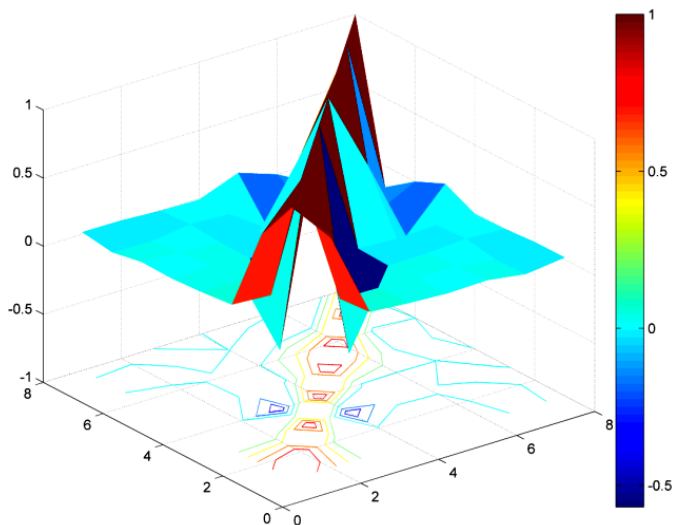
3.40 pav. 3R ir 4R taškų smūginės būsenos vibrosignalų normuotoji tarpusavio kovariacinė funkcija

Fig. 3.40. The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the points 3R and 4R upon shock excitation of the bus centre



3.41 pav. 1P ir 4P taškų smūginės būsenos vibrosignalų normuotoji tarpusavio kovariacinė funkcija

Fig. 3.41. The normed auto-covariance functions of the vibration signals at the points 1P and 4P upon shock excitation of the bus centre



3.42 pav. Autobuso 4-ių taškų 8 vektorių masyvo dviejose būsenose apibendrintos (erdvinės) koreliacinės matricos grafinis vaizdas.

Fig. 3.42 The graphical expression of the generalized (spatial) correlation matrix of the array of 8 vectors of digital bus body vibration signals

Pagal 3.35–3.42 pav. pateiktus grafikus galima daryti tokias išvadas: Autobuso mechaninės konstrukcijos pagrindinių taškų vibrosignalų normuotosios autokovariacinės ir tarpusavio kovariacinės funkcijos įgalina nustatyti koreliacijos kaitą tarp duomenų vektorių pagal vibrosignalų laiko kvantavimo intervalą. Pirmos grupės abiejose būsenose mechaninės konstrukcijos taškų vibrosignalų normuotųjų autokovariacinių funkcijų išraiškos turi „negęstantį“ periodinį pavidalą dėl atitinkamos harmonikos virpesių pėdsako. Antros grupės abiejų būsenų vibrosignalų normuotosios autokovariacinės funkcijos taip pat turi nedidelę periodiką, kai funkcijų reikšmės mažėja nuo $r \rightarrow 1,0$ iki $r \rightarrow 0,1 - 0$ prie kvantavimo intervalo reikšmių $k \rightarrow 5000$ ($\tau_k \rightarrow 1,22$ s).

Pirmosios grupės normuotosios tarpusavio kovariacinės funkcijos taip pat įgauna netaisyklingą periodinę išraišką ir prie visų kvantavimo intervalo k reikšmių funkcijos įgauna mažas reikšmes abiejose būsenose kintančias intervale $|r| \rightarrow 0,5 - 0,2 - 0,01$. Antros grupės normuotosios tarpusavio kovariacinės funkcijos įgauna nedideles reikšmes prie visų kvantavimo intervalo k reikšmių abiejose mechaninės konstrukcijos būsenose, kai $|r| \rightarrow 0$ prie $k \rightarrow 5000$ ($\tau_k \rightarrow 1,2$ s). Keleto vibrosignalų vektorių tarpusavio koreliacija yra didesnė, kai $|r| \rightarrow 0,7 - 0,45$.

Autobuso mechaninės konstrukcijos būklės pokyčiai turi nedidelę įtaką atitinkamų taškų vibrosignalų stiprio ir jų tarpusavio koreliacijos pokyčiams.

3.4. Trečiojo skyriaus išvados

Šiame skyriuje atlikti eksperimentiniai žemagrindžio miesto autobuso mechaninės konstrukcijos tyrimai, kuriuos sudarė eksperimentiniai žemagrindžio miesto autobuso mechaninės konstrukcijos tyrimai; žemagrindžio miesto autobuso mechaninės konstrukcijos modalinė analizė; vibracinių signalų parametrų kovariacinis modelis. Remiantis eksperimentiniais žemagrindžio autobuso mechaninės konstrukcijos tyrimais, gautos tokios išvados:

1. Vertinant važiavimo metu atsirandančių virpesių parametrus, nustatyta, kad pagreičio reikšmės dažnių ruože nuo 1 iki 4 Hz yra iki $0,14 \text{ m/s}^2$ ir dažnių ruože nuo 4 iki 25 Hz iki $0,04 \text{ m/s}^2$. Gauta pagreičio reikšmė ($0,14 \text{ m/s}^2$) parodo, kad tokio lygio virpesiai, veikdami ilgesnį laiką negu 8 val., labai pablogina važiavimo komfortą.

2. Vertinant eksperimentinės modalinės analizės metu gautus rezultatus, nustatyta, kad 4 ir 5 modų rezonansiniai dažniai yra labai artimi variklio apsisukimams esant tuščiai eigai, bei 4 ir 5 modų rezonansiniai virpesiai gali sukelti autobuso struktūros nuovargius ir prastą važiavimo kokybę keleiviams.

3. Sukurtas miesto autobuso taškų virpesių parametrų analizės metodas, kurio tikslas nustatyti gautų reikšmingų autobuso taškų matavimo rezultatų tarpusavio priklausomybes.

4. Atlikus vibracinių signalų parametrų kovariacinio modelio skaičiavimus, galima padaryti tokias išvadas: galima teigti, kad autobuso amortizacinių oro pagalvių slėgis praktiškai neturi įtakos vibrovirpesių stipriui bei jų koreliacijai; autobuso mechaninės konstrukcijos būklės pokyčiai turi nedidelę įtaką atitinkamų taškų vibrosignalų stiprio ir jų tarpusavio koreliacijos pokyčiams.

Bendrosios išvados

1. Terminas „važiavimo kokybė“ yra naudojamas aprašyti transporto priemonių virpesius dažnių diapazone nuo 0–25 Hz. Vaziavimo komfortas yra jautrumas dažnių juostoje atsirandančioms dominuojančioms amplitudėms. Žmogaus organizmas yra labai jautrus vertikaliesiems virpesiams dažnių diapazone 4–8 Hz. Todėl būtina įvertinti autobuso konstrukcijos slopinimo sistemas bei jų kokybę, mažinant kylančius sužadinimus nuo kelio ir kitų poveikių (variklio darbo ir pan.).

2. Darbe sudarytas žemagrindžio autobuso dinaminis modelis ir atlikus pagal šį modelį kompiuterinį eksperimentą bei patikrinus jį natūriniais bandymais nustatytos amplitudinės – dažninės charakteristikos, kuriose gauti rezonansiniai dažniai – 1,81, 2,16 ir 10,2 Hz (tiesiniai standumo ir slopinimo koeficientai) bei 1,75 ir 2,05 Hz (netiesiniai slopinimo koeficientai). Palyginus modeliavimo rezultatus su eksperimentiniais (1,82, 2,1 ir 11 Hz) matyti, kad nesutapimas yra 2,74, 5,24 ir 3,77 % (tiesiniai standumo ir slopinimo koeficientai) ir 4,0, 2,4 % (netiesiniai slopinimo koeficientai) atitinkamai, ir tai parodo, kad modelyje naudojami parametrai gerai atitinka eksperimentinius.

3. Vertinant eksperimentinius žemagrindžio miesto autobuso reikšmingų taškų virpesių matavimo rezultatus nustatyta, kad esant smūginiam žadinimui dominuojančios pagreičio amplitudės vertikalioje kryptimi pasireiškia dažnių diapazone nuo 0 iki 20 Hz (autobuso rėmo vidurio taškų dominuojančios pagreičio

amplitudės esant 1,82, 2,1 ir 17 Hz dažniams; autobuso pakabos taškų – esant 5,5, 7,5, 9, 11 ir 13 Hz dažniams). Vertinant važiavimo metu kylančių virpesių parametrus nustatyta, kad pagreičio reikšmės dažnių spektre yra iki $0,14 \text{ m/s}^2$ (nuo 1 iki 4 Hz) ir iki $0,04 \text{ m/s}^2$ (nuo 4 iki 25 Hz). Atsižvelgus į komforto reikalavimus, pagreičio reikšmė $0,14 \text{ m/s}^2$ (dažnių diapazone nuo 1 iki 4 Hz) labai pablogina važiavimo komfortą, kai tokio lygio virpesiai veikia ilgesnį laiką negu 8 val.

4. Atlikta žemagrindžio miesto autobuso eksperimentinė modalinė analizė. Sudarytas ir pritaikytas žemagrindžiam miesto autobusui eksperimentinės modalinės analizės metodas leidžia matyti kėbulo dalių linijinius ir kampinius poslinkius bei galima numatyti konstrukcijos labiausiai apkrautas vietas ir prielaidas deformacijų, kurios sukelia pavojingus autobuso judesius, mažinimui. Vertinant eksperimentinės modalinės analizės metu gautus rezultatus, nustatyta, kad 4 ir 5 modų rezonansiniai dažniai yra labai artimi variklio apsisukimams esant tuščiai eigai. Šie 4 ir 5 modų rezonansiniai virpesiai gali sukelti autobuso struktūros nuovargius ir prastą važiavimo kokybę keleiviams. Norint išspręsti šias problemas, reikia keisti konstrukcijos standumą ir taip padidinti šių modų savuosius dažnius.

5. Sukurtas miesto autobuso taškų virpesių parametrų analizės metodas, kurio tikslas nustatyti gautų reikšmingų autobuso taškų matavimo rezultatų tarpusavio priklausomybes. Sudarius miesto autobuso vibracinių signalų parametrų kovariacinį modelį bei atlikus skaičiavimus galima padaryti tokias išvadas:

5.1. Autobuso mechaninės konstrukcijos pagrindinių taškų vibrosignalų normuotosios autokovariacinės ir tarpusavio kovariacinės funkcijos įgalina nustatyti koreliacijos kaitą tarp duomenų vektorių pagal vibrosignalų laiko kvantavimo intervalą. Galima teigti, kad autobuso amortizacinių oro pagalvių slėgis praktiškai neturi įtakos vibrovirpesių stipriui bei jų koreliacijai.

5.2. Autobuso mechaninės konstrukcijos būklės pokyčiai turi nedidelę įtaką atitinkamų taškų vibrosignalų stiprio ir jų tarpusavio koreliacijos pokyčiams (koreliacijos koeficientas kinta 0,01 – 0,5 diapazone).

6. Sukurtieji žemagrindžio miesto autobuso matematinės ir eksperimentinės analizės metodai gali būti naudojami įvairių tokio tipo sistemų projektavimo, eksploatavimo metu, ieškant optimalių sistemos dinaminių parametrų, amortizatorių charakteristikų ir parametrų verčių, optimizuojant pneumatinių sistemų parametrus ir valdymą, kuomet yra nežinomos sistemą veikiančių signalų statistinės charakteristikos.

Literatūra ir šaltiniai

Ayman A. Aly; Farhan A. Salem. 2013. Vehicle Suspension Systems Control: A Review, *International journal of control, automation and systems* 2 (2): 46–54. ISSN 2165-8277

Alem, N. 2005. Application of the new ISO 2631-5 to health hazard assessment of repeated shocks in U.S. Army vehicles, *Industrial Health*. 43:403–412.

Azad, N. L.; Khajepour, A.; McPhee, J. 2007. Effects of locking differentials on the snaking behaviour of articulated steer vehicles, *Int. J. Vehicle Systems Modelling and Testing*, 2 (2): 101–127.

Au, S. K. 2012. Fast Bayesian ambient modal identification in the frequency domain, *part I: posterior most probable value*, *Mech. Syst. Signal Process.* 26 60–75

Balsarotti, S.; Bradley, W. 2000. Experimental evaluation of a non-intrusive automotive suspension testing apparatus, *in: SAE 2000 World Congress*, no. 2000-01-1329.

Barak, P. 1991. Magic numbers in design of suspensions for passenger cars, *Passenger car meeting, Tennessee, SAE paper 911921*, 53–88.

Barbosa, R. 2010. Vehicle Dynamic Safety in Measured Rough Pavement, *Journal of Transportation Engineering*, 10.1061/(ASCE)TE.1943-5436.0000216, 305–310.

Bodin, D.; Merbouh, M.; Balay, J. M.; Breysse, D.; Moriceau, L. 2009. Experimental study of the waveform shape effect on asphalt mixes fatigue, *In: Proceeding of the 7th*

international RILEM symposium on advanced testing and characterization of bituminous materials, (ATCBM09), 2: 725–734.

Boileau, P. E.; Boutin, J. 1992. Whole body vibration exposure in urban Buses, *Proceeding CSME forum SCGM 1992, 'Transport 1992+', 1: 332–337.*

Boileau, P. E.; Rakheja, S.; Wang, Z. 2002. Ride vibration environment of tracked snowplows: spectral classification, *Int. J. of Vehicle Design*, 30(4): 309–326.

British Standard Institution. 1987. *British standard guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock*, BS 6841: 1987.

Butkunas, A. A. 1966. Power Spectral Density and Ride Evaluation, *SAE paper* No 660138 : 681–687.

Canale, M.; Milanese, M.; Novara, C.; Ahmad, Z. 2005. Semi-active suspension control using 'fast' model-predictive technique, *American Control Conference*, 274–281.

Cann, A., Salmoni, A., Vi, P., Eger, T. 2003. An exploratory study of whole-body vibration exposure and dose while operating heavy equipment in the construction industry, *Applied Occupational Environmental Hygiene*, Vol. 18, p. 999–1005.

Carden, E.; Mita, A. 2011. Challenges in developing confidence intervals on modal parameters estimated for large civil infrastructure with stochastic subspace identification, *Struct. Control Health Monit.* 18 (1) 53–78.

Carne, T.; James, III G. 2010. The inception of OMA in the development of modal testing technology for wind turbines, *Mech. Syst. Signal Process.* 24 (5) 1213–1226.

Caoa, D.; Rakheja, S.; Su, C. Y. 2008. Dynamic analyses of heavy vehicle with pitch-interconnected suspensions, *Int. J. Heavy Vehicle Systems*, 15: 272–308.

Caoa, D.; Rakheja, S.; Su, C. Y. 2008. Heavy vehicle pitch dynamics and suspension tuning. Part I: unconnected suspension, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 46(10): 931–953.

Caoa, D.; Rakheja, S.; Su, C. Y. 2010. Roll and pitch-plane-coupled hydro-pneumatic suspension. Part 2: dynamic response analyses, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 48 (4): 507–528.

Cebon, D. 1989. Vehicle Generated Road Damage: a Review, *Vehicle System Dynamics*, 18: 107–150.

Cebon, D. 1992. Interaction between heavy vehicles and roads, Technical report, *Cambridge University Engineering Department*.

Chabot, A.; Chupin, O.; Deloffre, L.; Duhamel, D. 2010. ViscoRoute 2.0 – a tool for the simulation of moving loads effects on asphalt pavement, *Road Mater Pavement Des*, 11 (2): 227–250.

Chamseddine, A.; Noura, H.; Raharijana, T. 2006. Control of linear Full Vehicle Active Suspension System Using Sliding Mode Techniques, in *International Conference on Control Applications. Computer Aided Control System Design*. 1306–1311.

Chang, K. C.; Wu, F. B.; Yang, Y. B. 2010. Effect of road surface roughness on indirect approach for measuring bridge frequencies from a passing vehicle, *Interact. Multiscale Mech. Int. J.* 3(4): 299–308.

Chatti, K.; Manik, A.; Salama, H. K.; Chadi, M.; Lee, S. 2009. Effect of Michigan multi-axle trucks on pavement distress, *Final Report MDOT*; 312.

Chatti, K.; Salama, H. K. 2011. Evaluation of fatigue and rut damage prediction methods for asphalt concrete pavements subjected to multiple axle loads, *Int Journal Pavement Eng*, 12 (1): 25–36.

Chen, H. Y.; Huang, S. J. 2008. A new model-free adaptive sliding controller for active suspension system, *International Journal of Systems Science*, vol. 39, p. 57–69.

Chen, H.; Liu, Z. Y.; Sun, P. Y. 2005. Application of Constrained H_∞ Control to Active Suspension Systems on Half-Car Models, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 127/353, SEP.

Chen, Y. K.; He, J.; Guo, Y.; Peng, J.; Gao, M. Q. 2009. Optimization of heavy truck suspension system based on ride comfort and road friendliness, *Journal of Jiangsu University*, vol. 30, p. 251–25.

Chen, H. X.; He, Z. Y. 2008. A study on simulation of road roughness based on international roughness index, *Highway*, vol. 11, p. 155–160.

Chen, J. P.; Chen, W. W.; Zhu, H.; Zhu, M. F. 2010. Modeling and simulation on stochastic road surface irregularity based on Matlab/Simulink, *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, vol. 41, no. 3, p. 11–15.

Yu, C. C.; Wu Y. Y. 2012. Effect of Vibration Absorber on Vehicle Ride Comfort, *Journal of Computational and Theoretical Nanoscience*, 14(1):129–135

Cole, D. J. 2001. Fundamental issues in suspension design for heavy road vehicles, *Vehicle Syst. Dyn.*, 35: 319–360.

Collop, A. C.; Scarpas, A.; Karsbergen, C.; de Bondt, A. 2003. Development and Finite Element Implementation of a Stress-Dependent Elastovisco-Plastic Constitutive Model with Damage for Asphalt. In Transportation Research Record, *Journal of the Transportation Research Board*, No. 1832, *Transportation Research of the National Academies*, Washington, D.C., p. 96–104.

Crolla, D. A.; Horton, D. N. L. 1983, The steering behaviour of articulated body steer vehicles, *I Mech E Conference Publications* 1983-5, p. 139–146, 1983.

Cronjé, P. H.; Els, P. S. 2010, Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar, *Journal of Terramechanics*, Vol. 47, No. 3, p. 179–189.

Davis, L.; Bunker, J. 2011. Altering heavy vehicle air suspension dynamic forces by modifying air lines, *Int. J. Heavy Vehicle Systems*, vol. 18, no. 1, p. 1–17, Jan. 2011.

Davis, L. E. 2010. Heavy Vehicle Suspensions- Testing and Analysis, *Ph.D. thesis*, Queensland University of Technology, Brisbane.

- Davis, L. E.; Bunker, J. M. 2011. Altering heavy vehicle air suspension dynamic forces by modifying air lines, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. vol. 18, no. 1, p. 1–17, DOI:10.1504/IJHVS.2011.037957.
- Davis, L. E.; Bunker, M. B. 2008. Load-Sharing in Heavy Vehicle Suspensions - New Metrics for Old, *Queensland University of Technology, QUT Digital Repository, Brisbane*.
- Deb, A.; Joshi, D. 2012. A study on Ride Comfort Assessment of Multiple Occupants using Lumped Parameter Analysis, *SAE Technical Paper*, 2012-01-0053.
- Delaigue, P.; Eskandarian, A. 2004. A comprehensive vehicle braking model for predictions of stopping distance, *J. Automob. Eng.*, 218: 1409–1417.
- Demic, M.; Lukic, J.; Milic, Z. 2002. Some aspect of the investigation of random vibration influence on ride comfort, *J. of Sound and Vibration*. 253, 1, 109–129
- Dixit, R. K.; Bruckner, G. D. 2005. Sliding mode observation and control for semi-active vehicle suspensions, *Vehicle System Dynamics*, 43:83–105.
- Dixon, J. C. 1999. The Shock Absorber Handbook, *SAE, Warrendale*.
- Dixon, J. C. 1991. Tyres, suspension and handling, *Cambridge University Press*.
- Dohi, M.; Maruyama Y. 1990. "Ride Comfort Optimization for Commercial Trucks", SAE paper 902266.
- Döhler M., Lam, X. B.; Mevel, L. 2013. Uncertainty quantification for modal parameters from stochastic subspace identification on multi-setup measurements, *Mech. Syst. Signal Process*. 36 (2) 562–581.
- Döhler, M.; Mevel, L. 2013. Efficient multi-order uncertainty computation for stochastic subspace identification, *Mech. Syst. Signal Process*. 38 (2) 346–366.
- Dooms, D.; Degrande, G.; De Roeck, G.; Reynders, E. 2006. Finite element modelling of a silo based on experimental modal analysis, *Eng. Struct.* 28 (4) 532–542.
- Du, H. P.; Szeb, K. Y.; Lam, J. 2004. Semi-active H infinite control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 283, p. 981–996.
- Dudziński, P.; Skurjat, A. 2012. Directional dynamics problems of an articulated frame steer wheeled vehicles, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 19(1): 89–98.
- Duym, S. W. R. 2000. Simulation tools, modelling and identification, for an automotive shock absorber in the context of vehicle dynamics, *Vehicle Mechanics and Mobility* 33 (4) 261–285.
- Dulac, A. 1993. An investigation of Ride and Handling Performance of passive and combined Active and Passive bus suspension, *M.Eng Thesis, Concordia University, Montreal, Quebec*.
- Duncan, J. R.; Wegscheid, E. L. 1985. Determinants of off-road vehicle transmission "shift quality", *Applied Ergonomics*, Vol 16, No 3, 173–178.

Eisele, D. D.; Peng, H. 2000. Vehicle dynamics control with rollover prevention for articulated heavy trucks, *Proc AVEC 2000, 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Aug 22±24, 2000. Ann Arbor, Michigan, p. 123–130.

Elmadany, M. M. 1987. A Procedure for Optimization of Truck Suspensions, *Vehicle System Dynamics*, 16, p. 297–312.

Els, P. S.; Theron, N. J.; Uys, P. E.; Thoresson, M. J. 2007. The Ride Comfort vs. Handling Compromise for Off-Road Vehicles, *Journal of Terramechanics*, 44, 303–317.

Els, P. S. 2005. The applicability of ride comfort standards to off-road vehicles, *Journal of Terramechanics*, 42 (1): 47–64.

Erlingsson, S. 2010a. Characterization of heavy traffic on the Swedish road network, *Proceedings of the 11th International Conference on Asphalt Pavements*, Nagoya, 01 – 06 August, Japan, CD-ROM.

Erlingsson, S. 2010b. Impact of water on the response and performance of pavement structure in an accelerated test, *Road Materials and Pavement Design*, 11(4), p. 863–880.

Faris, W. F.; Ihsan, S. I.; Ahmadian, M. 2009a. A comparative ride performance and dynamic analysis of passive and semi-active suspension systems based on different vehicle models, *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*. 5, 1–2, 116–140.

Faris, W. F.; Ihsan, S. I.; Ahmadian, M. 2009b. Transient and steady state dynamic analysis of passive and semi-active suspension systems using half-car model, *International Journal of Modelling, Identification and Control*. 6, 1, 62–71.

Ferreira, C.; Ventura, P.; Morais, R.; Valente, A. L. G.; Neves, C.; Reis, M. C. 2009. Sensing methodologies to determine automotive damper condition under vehicle normal operation, *Sensors and Actuators*. A 156, 237–244.

Fichera, G.; Scionti, M.; Garesci, F. 2007. Experimental Correlation between the Road Roughness and the Comfort Perceived in Bus Cabins, *SAE Technical Paper*, 2007-01-0352,

Fleming, W. 2001. Overview of automotive sensors, *IEEE Sensors Journal* 1 (4) 296–308.

Gao, W.; Zhang, N.; Du, H. P. 2007. A half-car model for dynamic analysis of vehicles with random parameters, *5th Australasian Congress on Applied Mechanics*, ACAM, 2007, 10-12, Brisbane, Australia.

Ghoneim, H.; Metwalli, S. M. 1983. Optimum Vehicle Suspension with a Damped Absorber, *The ASME paper* 83-DET-42,

Gibby, R.; Dawson, R.; Sebaaly, P. 1996. Local urban transit bus impact on pavements, *Journal of Transportation Engineering*, Vol. 122, No. 3, p. 215–217.

Gillespie, T. D. 1992. Effects of Heavy Vehicle Characteristics on Pavement Response and Performance, *Transportation Research Board, NCHRP Report* 1–25 (1).

- Griškevičius, J. 2005. Impulsinių apkrovų veikiamos netiesinės dinaminės sistemos "Neįgalus žmogus - vežimėlis - transporto priemonė" judesio stabilumo tyrimas, 94 lap.
- Guo, Z.; Fan, D.; Xu, R.; Tian, C. 2008. Modal design optimization of an articulated frame, *SAE Technical Paper* 2008-01-1589.
- Hac, A. 1987. Adaptive Control of Vehicle Suspension, *Vehicle System Dynamics*, 16, pp. 57–74.
- Haider, S. W.; Harichandran, R. S. 2009. Effect of axle load spectrum characteristics on flexible pavement performance, *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, No. 2095, *Transportation Research Board of the National Academies, Washington, D. C.*, pp. 101–114.
- Hasbullah, F.; Benlahcene, Z.; Faris, W. F. 2011. Control and analysis of passive, active and semi-active suspension systems for passenger car, *International Conference on Mechanical, Automotive and Aerospace Engineering, ICMAAE '11*
- Heath, A. N.; Goods, M. C. 1985. Heavy vehicle design parameters and dynamic pavement loading, *Australian Road Research*, vol. 15 no. 4, 1985.
- Hegazy, S.; Rahnejat, H.; Hussain, K. 2000. Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis under transient manoeuvre, *Vehicle System Dynamics*, 34: 1–34.
- Homsy, F.; Bobin, D.; Breysse, D.; Yotte, S.; Balay, J. M. 2012. A multi-linear fatigue life model of flexible pavements under multiple axle loadings, *In: Proc. 7th int. RILEM conf. on cracking in pavements, Springer, Delft*; p. 697–706.
- Huang, Y. H. 2004. Pavement Analysis and Design, *USA: Pearson Prentice Hall*.
- Ieluzzi, M.; Turco, P.; Montiglio M. 2006. Development of a heavy truck semi-active suspension control, *Control Engineering Practice Volume* 14, Issue 3, Pages 305–312
- Ihsan, S. I.; Ahmadian, M.; Faris, W. F.; Blancard, E. D. 2009. Ride performance analysis of half-car model for semi-active system using RMS as performance criteria, *Shock and Vibration*. 16, 6, 593–605, 10.3233/SAV-2009-0491 IOS Press
- Ihsan, S. I.; Faris, W. F.; Ahmadian, M. 2007. Dynamics and control policies analysis of semi-active suspension systems using a full-car model, *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*. 3, 4, 370–405
- Ihsan, S. I.; Faris, W. F.; Ahmadian, M. 2008. Analysis of control policies and dynamic response of a Q-car 2-DOF semi active system, *Shock and Vibration*. 15, 5, 573–582
- International Standard ISO 2631-1 Part-1: General requirement. 1997 (E). "Mechanical Vibration and Shock Evaluation of human exposure to whole-body vibration".
- International Standard Organization. 2004. Vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – part 5: method for evaluation of vibration containing multiple shocks, ISO standard 2631-5,
- Yagiz, N.; Hacioglu, Y. 2008. Backstepping control of a vehicle with active suspensions, *Control Engineering Practice, Elsevier*, vol. 16, p. 1457–1467.

- Yang, Y. B.; Yau, J. D.; Wu, Y. S. 2004. Vehicle-Bridge Interaction Dynamics: With Applications to High-Speed Railways, *World Scientific, Singapore*
- Yang, Y. B.; Li, Y. C.; Chang, K. C. 2012. Using two connected vehicles to measure the frequencies of bridges with rough surface, *a theoretical study*. *Acta Mech.* 223(8), 1851–1861
- Yang, Y. B.; Lin, C. W.; Yau, J. D. 2004. Extracting bridge frequencies from the dynamic response of a passing vehicle, *J. Sound Vib.* 272(3–5), 471–493
- Yang, Y. B.; Lin, C. W. 2005. Vehicle-bridge interaction dynamics and potential applications, *J. Sound Vib.* 284(1–2), 205–226
- Jang, H. K.; Grifen, M. J. 2000. Effect of phase, frequency, magnitude and posture on discomfort associated with differential vertical vibration at the seat and feet, *Journal of Sound and Vibration*, 229(2): 273–286.
- Ji L. Research on the damage of heavy vehicles to the pavement, *3rd International Conference on Management, Education, Information and Control*, 649–655
- Jiang, Z.; Streit, D.; El-Gindy, M. 2001. Heavy Vehicle Ride Comfort: Literature Survey, *Heavy Vehicle Systems, International Journal of Vehicle Design*, 8 (3/4): 258–284.
- Jiang, Z.; Streit, D. A.; El-Gindy, M. 2001. Heavy vehicle ride comfort: literature survey, *Heavy Vehicle System, A Series of the Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 8, Nos. 3/4, p. 258–284.
- Kaneko, T.; Kageyama, I.; Tsunashima, H. 2002. Braking stability of articulated vehicles on highway, *Vehicle System Dynamics Supplement*, 37: 1–11.
- Kasteel, R. V.; Cheng-Guo, W.; Lixin, Q.; Jin-Zhao, L.; Guo-Hong, Y. 2005. A new shock absorber model for use in vehicle dynamics studies, *Vehicle System Dynamics - International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 43 (9) p. 613–631.
- Kenis, W. J.; Hammouda, J. 1991. Calibration of a Mathematical Vehicle Dynamic Model, *Road Transport Technology-4, Proceedings of the fourth international symposium on heavy vehicle weights and dimensions*, p. 221–233.
- Koch, G.; Fritsch, O.; Lohmann, B. 2008. Potential of low bandwidth active suspension control with continuously variable damper, *In Proceedings of the 17th IFAC World Congress*, pages 3392–3397.
- Koch, G.; Fritsch, O.; Lohmann, B. 2010. Potential of low bandwidth active suspension control with continuously variable damper, *Control Engineering Practice*, 18:1251–1262.
- Koch, G.; Kloiber, T.; Lohmann, B. Nonlinear and filter based estimation for vehicle suspension control, *In Proceedings of the 49th IEEE Conference on Decision and Control*, 2010.
- Koch, G.; Kloiber, T.; Pellegrini, E.; Lohmann, B. 2010. A nonlinear estimator concept for active vehicle suspension control, *In Proceedings of the 2010 American Control Conference*, p. 4576–4581.

Kogo, K.; Himeno, K. 2008. The effect of different waveforms and rest period in cyclic loading on the fatigue behavior of the asphalt mixture, *In: 6th int. RILEM conf. pavement cracking (edited by Al Qadi, Scarpas & Loizos) Chicago*.

Kowalski, D.; Rao, M. D.; Blough, J. R.; Gruenberg, S. 2002. Dynamic testing of shock absorbers under non-sinusoidal conditions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of Automobile Engineering* 216 (5) (2002) 373–384.

Kowalski, D.; Rao, M. D.; Blough, J. R.; Gruenberg, S.; Griffiths, D. 2001. The effects of different input excitation on the dynamic characterization of an automotive shock absorber, *in: SAE 2001 Noise and Vibration Conference*, no. 2001–01-1442,

Kulakowski, B. T.; Streit, D. A.; Wollyung, R. J. 1995. A Study of Dynamic Wheel Loads Conducted Using A Four-Post Road Simulator, *Road Transport Technology-4, Proceedings of the fourth international symposium on heavy vehicle weights and dimensions*, p. 301–307.

Kumbhar, P.; Xu, P.; Yang, J. 2013. Evaluation of Human Body Response for Different Vehicle Seats Using a Multibody Biodynamic Model, *SAE Technical Paper*, 2013-01-0994, 2013.

Lauwerys, C.; Swevers, J.; Sas, P. 2005. Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig, *Control Engineering Practice*, 13:577–586,

Lee, C.; Moon, B. 2006. Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 (2) (2006) 373–388.

Lee, C.; Moon, B. 2005. Study of the simulation model of a displacement-sensitive shock absorber of a vehicle by considering the fluid force, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of Automobile Engineering* 219 (2005) 965–975.

Leite, V.; Peres, P. L. D. 2005. Pole location control design of an active suspension system with uncertain parameters, *Vehicle System Dynamics*, 43:561–579.

Lin, C. W.; Yang, Y. B. 2005. Use of a passing vehicle to scan the bridge frequencies – an experimental verification, *Eng. Struct.* 27(13), 1865–1878

Lin, W. K.; Chen, Y. C.; Kulakowski, B. T.; Streit, D. A. 1994. Dynamic wheel/pavement force sensitivity to variations in heavy vehicle parameters, speed and road roughness, *Heavy Vehicle Systems, Int. J. of vehicle design*, 1(2), p. 39–155.

Lion, A.; Loose, S. 2002. A thermomechanically coupled model for automotive shock absorbers: *Theory, experiments and vehicle simulations on test tracks*, *Vehicle System Dynamics* 37 (4) 241–261.

Lopatka, M.; Muszynski, T. 2003. Research of high speed articulated wheel tool-carrier steering systems, *Proceedings of the 9th European Regional Conference of the ISTVS, Edgmond, United Kingdom*.

- Lu, S.; Caib, X.; Yanga, J. 2007. Genetic algorithm-based optimum vehicle suspension design using minimum dynamic pavement load as a design criterion, *Journal of Sound and Vibration* Volume 301, Issues 1–2, 20 March 2007, p. 18–27.
- Ma, W.; Zhang, Y.; Wang, R.; Lu, X. 2015. Shift Quality Analysis of Heavy-Duty Vehicle Automatic Transmission Shift Control Valve, *The Open Mechanical Engineering Journal*, 9, 333–338.
- Magalhae, F.; Cunha, A. 2011. Explaining operational modal analysis with data from an arch bridge, *Mech. Syst. Signal Process.* 25 (5) (2011) 1431–1450.
- Mansfield, N. J.; Whiting-Lewis, E. 2004. Correlation between objective and subjective measures of automobile ride comfort for 1203 drivers, *18th International Congress on Acoustics*, 3529-3532.
- March, C.; Sjim, T. 2006. Integrated Control of Suspension and front Steering to enhance Vehicle Handling, *Processing IMechE*, 221 Part D: p. 377–391.
- Marek, J.; Illing, M. 2002. Micromachined sensors for automotive applications, *Sensors, Proceedings of IEEE* 2 1561–1564.
- Margolis, D. L.; Edeal, D. 1990. Towards an Understanding of "Beaming" in Large Trucks, *SAE paper* 902285.
- Marjanen, Y. 2005. Using ISO 2631-5 as an additional whole body vibration evaluation method with ISO 2631-1 to include also transient shocks to the analysis, *12th International Congress on Sound and Vibration*.
- Martin, T. C. 2002. Estimating Heavy Vehicle Road Wear Costs for Bituminous-Surfaced Arterial Roads, *Journal of Transportation Engineering. ASCE*. 128.2: 103–110.
- McDonald, G. 1990. A review of low cost accelerometers for vehicle dynamics, *Sensors and Actuators* A21–23 312–315.
- McFarlane, S. 2000. The integration of larger combination vehicles into the existing infrastructure using heavy vehicle simulation, *Heavy Vehicle Systems, Int. J. of Vehicle Design* 7(1), p. 96–110.
- Minka, N. S.; Ayo, J. O. 2007. Effects of loading behavior and road transport stress in traumatic injuries in cattle transported by road during the hot-dry season, *Livestock Science*. 107: 91–95.
- Mohammad, B.; William, M.; Farid, G. 2008. A novel neuro-fuzzy controller to enhance the performance of vehicle semi-active suspension systems, *Vehicle System Dynamics, Taylor & Francis*, vol. 46, p. 691–711.
- Müller-Fiedler, R.; Knoblauch, V. 2003. Reliability aspects of microsensors and micro-mechatronic actuators for automotive applications, *Microelectronics Reliability* 43 (7) 1085–1097.

Muluka, V. G.; Rakehja, S.; Haseganu, E. M. 1996. Reduction of Dynamic Pavement Loads of Heavy Vehicles Through Optimal Suspension Damping and Axle Vibration Absorber, *SAE Paper* 962148.

Nishiyama, S.; Uesugi, N.; Takeshima, Kano, Y.; Togii, H. 2000. Research on vibratin charateristics between human body and seat, steering wheel, and pedals, *Journal of Sound and Vibration* 236 (1), p. 1–21.

Nozaki, H.; Inagaki, Y. 1999. Technology for measuring and diagnosing the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs when mounted on a vehicle, *JSAE Review* 20 (3) 413–419.

Odhams, A. M. C.; Cebon, D. 2006. An analysis of ride coupling in automobile suspensions, *J. Automob. Eng.*, 220: 1041–1061.

Oueslati, F.; Rakheja, S.; Stiharu, I. 1995. Investigation of a Limited-State Active Suspension for Articulated Heavy Vehicles, *SAE Technical Paper* 952590, doi:10.4271/952590.

Olard, F.; Di Benedetto, H.; Dony, A.; Vaniscote, J. 2005. Properties of bituminous mixtures at low temperatures and relations with binder characteristics, *Mater Struct/Mater Et Constr*, 38 (275), p. 121–126.

Olard, F.; Di Benedetto, H. 2003. General “2S2P1D” model and relation between the linear viscoelastic behaviours of bituminous binders and mixes, *Road Mater Pavement Des*, 4 (2), p. 185–224.

Olorunshola, K. V.; Achie, L. N.; Ogunwole, E. 2011. Effect of Road Transport Stress on the cardiopulmonary parameters of Young Adult Nigerians during the Hermathen Season, *Asian J. of Med. Sci.* 3(4): 164–169.

Oscarsson, E. 2011. Evaluation of the mechanistic-empirical pavement design guide model for permanent deformation in asphalt concrete, *International Journal of Pavement Engineering*, 12(1), p. 1–12

Oueslati, F.; Sankar, S. 1994. Optimization of a Tractor-Semitrailer Passive Suspension Using Covariance Analysis Technique, *SAJE paper* 942304.

Palkovics, L.; Fries, A. 2001. Intelligent electronic systems in commercial vehicles for enhanced trafic safety, *Vehicle System Dynamics* 35 (4±5), p. 227–289.

Papagiannakis, A. T.; Zelelew, H. M.; Muhunthan, B. 2007. Wavelet analysis of energy content in pavement roughness and truck dynamic axle loads, *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, vol. 2005/2007, p. 153–159, DOI:10.3141/2005-16.

Patel, A.; Dunne, J. 2003. Narx neural network modelling of hydraulic suspension dampers for steady-state and variable temperature operation, *Vehicle System Dynamics* 40 (5) 285–328.

Patil, V.; Sawant, V.; Deb, K. 2013. 3D Finite-Element Dynamic Analysis of Rigid Pavement Using Infinite Elements, *International Journal of Geomechanics*, 10.1061/(ASCE)GM.1943-5622.0000255, 533-544.

Pintelon, R.; Guillaume, P.; Schoukens, J. 2007. Uncertainty calculation in (operational) modal analysis, *Mech. Syst. Signal Process.* 21 (6) 2359–2373.

Pell, P. S. 1987. Pavement Materials, *Proc 6th Int. Conf. On the Structural Design of Asphalt Pavements*, Vol II pp 35-70, July 1987.

Prabakar, R. S.; Sujatha, C.; Narayanan, S. 2009. Optimal semi-active preview control response of a half car vehicle model with magnetorheological damper, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 326, no. 3-5, p. 400–420.

Purdy, D. J. 2000. Theoretical and experimental investigation into an adjustable automotive damper, *Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering* 214 (13) 265–283.

Qiu, Y.; Griffin, M. J. 2005. Transmission of roll, pitch and yaw vibration to the back-rest of a seat supported on a non-rigid car floor, *J. Sound Vib.*, 288: 1197–1222.

Quanan, H.; Huiyi, W. 2004. Fundamental study of jerk: evaluation of shift quality and ride comfort, *SAE Technical Paper* 2004-01-2065.

Rakheja, S.; Ahmed, A. K. W. 1991. Simulation of Non-Linear Variable Dampers Using Energy Similarity, *Engineering Computations*, Vol. 8, 333–344.

Rakheja, S.; Ahmed, A.; Yang, X.; Guerette, C. 1999. Optimal Suspension Damping for Improved Driver- and Road- Friendliness of Urban Buses, *SAE Technical Paper* 1999-01-3728, doi:10.4271/1999-01-3728.

Rakheja, S.; Sankar, S.; Dhir. 1989. Ride vibrations of articulated vehicles and significance of secondary suspension, *SAE 1989 Noise and Vibration Conf.*, SAE Pub. No. P-222, p. 139-147.

Rakheja, S.; Wang, Z.; Ahmed, A. K. W. 2001. Urban bus optimal passive suspension study, *Phase II: Enhancement of road- and driver-friendliness of urban buses through optimal suspension damping Canada Transportation Canada Rep.* T-8200-4-4556

Ramos, J. C.; Rivas, A.; Biera, J.; Sacramento, G.; Sala, J. A. 2005. Development of a thermal model for automotive twin-tube shock absorbers, *Applied Thermal Engineering* 25 1836–1853.

Rao, M. D.; Gruenberg, S. 2002. Measurement of equivalent stiffness and damping of shock absorbers, *Experimental Techniques* 26 (2) 39–61.

Rauhut, J. B.; Roberts, F. L.; Kennedy, T. W. 1979. Response and Distress Models for Pavement Studies, *TRR* 641 p. 7–14.

Rehnberg, A. 2008. Vehicle Dynamic Analysis of Wheel Loaders with Suspended Axles, *Licentiate Thesis*. ISBN 9171789081. 54.

Reynders, E.; Houbrechts, J.; De Roeck, G. 2012. Fully automated (operational) modal analysis, *Mech. Syst. Signal Process.* 29 228–250.

Reynders, E.; De Roeck, G.; Bakir, P.; Sauvage C. 2007. Damage identification on the Tilff bridge by vibration monitoring using optical fibre strain sensors, *ASCE J. Eng. Mech.* 133 (2) 185–193.

- Reynders, E.; De Roeck, G. 2008. Reference-based combined deterministic-stochastic subspace identification for experimental and operational modal analysis, *Mech. Syst. Signal Process.* 22 (3) 617–637.
- Reynders, E.; Pintelon, R.; De Roeck, G. 2008. Uncertainty bounds on modal parameters obtained from stochastic subspace identification, *Mech. Syst. Signal Process.* 22 (4) (2008) 948–969.
- Reynders, E. 2012. System identification methods for (operational) modal analysis: review and comparison, *Arch. Comput. Methods Eng.* 19 (1) 51–124.
- Reynders E., Wursten G., De Roeck G. 2014. Output-only structural health monitoring in changing environmental conditions by means of nonlinear system identification, *Struct. Health Monit.* 13 (1) 82–93.
- Robson, J. D. 1979. Road Surface roughness and vehicle response, *Int. Journal of Vehicle design*, 1(1), p. 175–183.
- Roebuck, R. L.; Cebon, D.; Dale, S. G. 2006. Optimal control of a semi-active tri-axle lorry suspension, *Vehicle System Dynamics*, vol. 44, no. suppl., p. 892–903, DOI:10.1080/00423110600907493.
- Salam, M. M. M.; Ayman, A. Aly. 2009. Fuzzy control of a quarter-car suspension system, *International Conference in Mechanical Engineering, ICME*, pp. 258-263, Tokyo, Japan, May 27-29.
- Salama, H. K.; Chatti, K.; Lyles, R. W. 2006. Effect of heavy multiple axle trucks on flexible pavement damage using in-service pavement performance data[J], *Journal of transportation engineering*, 132(10): 763–770.
- Salama, H. K.; Chatti, K. 2007. A laboratory investigation of the effect of multiple axle and truck configurations on HMA mixture rutting, In: *Proceeding of the 7th international RILEM symposium on advanced characterisation of pavement and soils engineering materials*, (ACPSEM07), Athens, 20–22 June 2007; 2:1305–1314.
- Senoz, O.; Daughton, W.; Gosavi, A.; Cudney, E. 2011. An evaluation of professional quality measurement systems for the automotive industry, *International Journal of Engineering, Science and Technology*, Vol. 3, No. 7, p. 101-108.
- Schiehlen, W.; Hu, B. 2003. Spectral simulation and shock absorber identification, *International Journal of Non-Linear Mechanics* 38 (2) 161–171.
- Sharp, R. S.; Crolla, D. A. 1987. Road Vehicle Suspension System Design A review, *Vehicle System Dynamics*, 16, p. 167–192.
- Sharp, R. S. 2002. Wheelbase filtering and automobile suspension tuning for minimizing motions in pitch, *J. Automob. Eng.*, 216: 933–946.
- Shirahatt, A.; Prasad, P. S. S.; Kulkarni, M. M. 2008. Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding, *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.* January-March 2008, Vol. XXX, No. 1 p.66–77.

- Siddons, J.; Derbyshire, A. 1997. Tyre pressure measurement using smart low power microsystems, *Sensor Review* 17 (2) 126–130.
- Skeivalas, J. 2008. GPS tinklų teorija ir praktika. Vilnius: Technika. 288 p.
- Skeivalas, J.; Kizlaitis, R. 2008. GPS skaitinių metodų taikymas elektrokardiogramų analizei, *Geodezija ir kartografija [Geodesy and Cartography]* 34(4): 127–133.
- Smith, A. R. 1965. Frame Beaming, Fifth Wheel Location Special Body Mounting and Loading Problems, *SAE paper* 650179.
- Solanki, V. V.; Patel, N. S. 2014. Rigid Body and Modal Analysis of Independent Suspension Link, *International Journal of Thesis Project and Dissertations (IJTPD)*, 2, 35–46.
- Soliman, A. M. A.; Moustafa, S. M.; Shogae, A. O. M. 2008. Parameters Affecting Vehicle Ride Comfort Using Half Vehicle Model, *SAE Technical Paper*, 2008-01-1146.
- Spång, K. 1997. Assessment of whole-body vibration containing single event shocks, *Noise Control Engineering Journal*, 45 (1):19–25.
- Stallmann, M. J.; Els, P. S. 2014. Parameterization and Modelling of Large Off-Road Tyres for Ride Analyses: Part 2- Parameterization and Validation of Tyre Models, *Journal of Terramechanics*, 55, 85–94.
- Strandemar, K.; Thorvald, B. 2004. Truck characterizing through ride diagram, *SAE Technical Paper* 2004-01-2714.
- Subramanian, S.; Surampudi, R.; Thomson, R. 2003. Development of a nonlinear shock absorber model for low-frequency nvh applications, *SAE Technical Papers* (2003–01-0860).
- Sujatha, C.; Phaskara Rao, P. V.; Narayanan, S. 1995. Whole-body vibration exposure in Indian buses, *Heavy Vehicle System, Int. Journal of Vehicle Design*, Vol.2, No.2, p.160 – 173.
- Sun, L. 2013. An overview of a unified theory of dynamics of vehicle–pavement interaction under moving and stochastic load, *Journal of Modern Transportation*, Volume 21, Issue 3, 135–62.
- Sun, L.; Luo, F. 2007. Nonstationary Dynamic Pavement Loads Generated by Vehicles Traveling at Varying Speed, *J. Transp. Eng.*, 133(4), 252–263.
- Sweatman, P. F. 1987. A study of dynamic wheel forces in axle group suspensions for heavy vehicles, *ARRB Special Report*, 127.
- Thrower, E. N. 1979. A Parametric Study of a Fatigue Prediction Model for bituminous Road Pavement, *TRRL Report* LR892.
- Troyer, T.; De Guillaume, P.; Pintelon, R.; Vanlanduit, S. 2009. Fast calculation of confidence intervals on parameter estimates of least-squares frequency-domain estimators, *Mech. Syst. Signal Process.* 23 (2) 261–273.

- Tsymberov, A. 1996. An improved non-intrusive automotive suspension testing apparatus with means to determine the condition of the dampers, *SAE Technical Papers Series*. Paper No. 960735.
- Uys, P. E.; Els, P. S.; Thoresson, M. J. 2004. Criteria for handling measurement, *Journal of Terramechanics*, Vol 43, p. 43–67.
- Van Cauwelaert, F. J., 2003. Pavement design and evaluation: The required mathematics and its application, *Brussels: Federation of the Belgian Cement Industry*.
- Van Deussen, D. B. 1968. Human Response to Vehicle Vibration, *SAE Trans.*, Vol. 77, No. 1, p. 328–345.
- Vatankhah, R.; Rahaeifard, M.; Aryaalastry. 2009. Vibration Control of Vehicle Suspension System Using aaptive Critic-Based Neurofuzzy Controller, *Proceeding o/the 6th International Symposium on Mechatronics and its Applications (ISMA09)*, Sharjah, UAE, March 24-26.
- Wajdi, S. Aboud; Haris; S. M.; Yaacob, Y. 2014. Advances in the control of mechatronic suspension systems, *Journal of Zhejiang University-SCIENCE C (Computers & Electronics)*. 15(10):848-860.
- Wang, J. S.; Zhu, S. H. 2009. Linearized model for dynamic stiffness of air spring with auxiliary chamber, *Journal of Vibration and Shock*, vol. 28, no. 2, p. 72-76.
- Wang, W.; Lu, Z.; Liu, J. 2012. Time-frequency analysis of a coupled bridge-vehicle system with breathing cracks, *Interaction and multiscale mechanics*, 10.12989/imm.2012.5.3.169, 169-185.
- Weigel, M.; Mack, W.; Riepl, A. 2002. Nonparametric shock absorber modelling based on standard test data, *Vehicle System Dynamics* 38 (6) 415–432.
- Winkler, C. B.; Blower, D.; Ervin, R. D.; Chalasani, R. M. 2000. Rollover of heavy commercial vehicles, *SAE Research Report* RR-004.
- Woodrooffe, J. 1995. Heavy Truck Suspension Damper Performance for Improved Road Friendliness and Ride Quality, *SAE paper* 952636.
- Xu, B.; Wang, G. D.; Cao L. W. 2004. Effect of suspension parameters on ride comfort and road friendliness, *Journal of Harbin Institute of Technology*, vol. 36, pp. 191-194.
- Zhang, Y. L.; Zhong Y. F. 2004. Investigation into the time domain model and numerical simulation of bilateral track excitation from road irregularities, *Journal of System Simulation*, vol. 16, p. 1147-115.
- Zhou, P.; Dong, S. Y.; Bing, W. 2007. Simulation study on LQG controller for vehicle suspension system, *Journal of University of Shanghai for Science and Technology*, 5: p. 63–69

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Kilikevičienė, K.; Skeivalas, J.; Kilikevičius, A.; Pečeliūnas, R.; Bureika, G. 2015. The analysis of bus air spring condition influence upon the vibration signals at bus frame, *Maintenance and reliability = Eksploatacja i niezawodność*. 17(3): 463–469. ISSN 1507-2711 (Thomson ISI duomenų bazėje).

Kemzūraitė, K.; Mikaliūnas, Š.; Sokolovskij, E.; Garbinčius, G. 2011. Automobilio judėjimo posūkyje tyrimas žiemos sąlygomis, *Mokslas – Lietuvos ateitis = Science – future of Lithuania: mechanika, medžiagų inžinerija, pramonės inžinerija ir vadyba*. Vilnius: Technika. 3(6): 25–28. ISSN 2029-2341.

Žuraulis, V.; Kemzūraitė, K.; Levulytė, L. 2013. Automobilio skersinio stovumo analizė vertinant pakabos charakteristikas važiuojant snieguota ir sausa kelio danga, *Mokslas – Lietuvos ateitis = Science – future of Lithuania: Statyba, transportas, aviacinės technologijos = Civil and transport engineering, aviation technologies*. Vilnius: Technika. 5 (5): 558–564. ISSN 2029-2341.

Kemzūraitė, K.; Žuraulis, V.; Więckowski, D. 2014. Shock absorber efficiency measurement impact of tyres types and pressure, *The archives of automotive engineering = Archiwum motoryzacji*. 64 (2): 27–36, 127–136. ISSN 1234-754X.

Summary in English

Introduction

Formulation of the Problem

Low-floor bus is changing its vibrations during operation. Vibrations of the vehicle transmitted to the driver and passenger during operation highly depend on the structure of the vehicle and respectively associated with the vertical and rotary movement of the amortized and non amortized mass. In this paper work dynamical parameters of the main bus design elements (suspension, frame, shock absorbers and air springs) are analyzed. A high oscillation amplitude level is obtained during operation which is transmitted to the driver and passenger if bus design elements are not properly selected and harmonized. Each suspension element or system of the elements is designed to reduce oscillation of certain frequency and direction. Therefore, properly coordinated suspension elements – shock absorbers and air springs elastic-dynamic properties ensure a lower oscillation amplitude level. Vibrations transmitted from the wheels to the body, are reduced in the suspension system, which filters a wide range of vibration of the bus frame.

Considering the problems that arise because of previously described dynamic effects for the construction of the bus, the passenger and the driver, it is necessary to evaluate the dynamic properties of a low-floor urban bus. To evaluate them, you need to create determining study methodology of hazardous factors of the urban bus mechanical system emerging because of internal and external system excitatory factors and examine the influence of these factors on the bus suspension and body structure.

The thesis focuses on the measurement of the impact of inner and outer excitatory factors on an urban bus system's dynamic parameters (oscillatory values). Comfort is defined as oscillation amplitudes of structure points and come out amplitudes values in frequency zone. Engine performance shall be taken as inner system evocative factor, and factors appearing during driving and shock excitation – as external. While determining modal parameters of the bus frame the dynamic of the bus during driving is not considered because to determine modal parameters the shock excitation is sufficient. The measurements of excitatory factors of the system which appear as dynamic parameters of the test system (oscillatory values) and are widely used in the evaluation and control of the various systems, machines or assemblies condition. The monitoring of the measurable parameter and evaluation of changes over time, taking appropriate action according to the results, helps to assess and eliminate the sources of problems. As well as to improve the newly created system structures with optimized dynamic parameters.

This dissertation consists low-floor urban bus analytical model which is needed to find out the features of an urban bus design. The coefficients used in the model have been determined when performing experimental tests.

The work accomplishes experimental research of an urban bus: the oscillatory measurements of significant points of the bus structure and the experimental modal analysis of the body have been performed. Vibrations measurements of significant points of the bus structure assess the dynamic parameters of the low-floor bus and their influence on design and comfortability. During the experimental modal analysis the system modal parameters have been detected (mode natural frequency, damping ratio and shape). Modes' results allow to see the linear and angular displacements of the bus body. According to this, it is possible to evaluate the relative movements between the major points of the bus body and determine the most loaded construction jobs and provide assumptions for the reduction of deformations that cause dangerous bus movements. The paper concluded with covariance model of experimental vibrational signals' parameters of significant points of low-floor urban bus. Model allows to establish a correlation change between the vibrational signal parameters.

Relevance of the Thesis

Dynamic parameters of an urban bus are heavily influenced by vibration and their impact. You need to know how to avoid damage of the vibration and resonance effect when generating systems. Performing the mathematical analysis of vibrations encountered problems of difficult composition of tested analytical model and problems of determining coefficients necessary for calculations. This requires a thorough bus systems' or similar structure transport systems' analysis because most of the values used in calculations can be found only after the experimental measurements. The urban bus model concluded in the paper work allows us to evaluate characteristics of the shock absorbers and the bus load influence to vertical oscillation amplitude. Based on the performed analysis of the urban bus systems and seeking to justify structural solutions newly created bus systems, the work focuses on investigating the dynamic properties and their causes of the urban bus system. The urban bus body modal analysis performed in this work allows to evaluate the modal parameters of the bus body (mode natural frequency, dam-

ping ratio and shape) that can be used to predict analogical settings of a similar type of vehicle. Modal parameters thanks to evaluate, analyze and understand the impact of the resonance frequency (mode) on a test structure (object). In addition, the results of modal analysis can then be used to solve individual problems (related to a specific mode). The work developed the analytical method of low-floor urban bus suspension and frame points oscillation parameters, based on the covariance model of the vibrational signal parameters of the urban bus, which is determined using the correlation between the change of the bus frame and suspension of significant points vibrational signal parameters.

The Object of the Research

Research object – low-floor urban bus as a non-linear system.

The Aim of the Thesis

The goal – using methods of analytical, statistical evaluation, mathematical modeling and experimental data analysis to identify dynamic parameters of the low-floor urban bus and evaluate their influence on the design and comfortability.

The Objectives of the Thesis

For an implementation of the aim of the thesis, the following tasks were set:

1. After evaluating the global experience and conducted research in this area to formulate labor problems, the study aim and methods.
2. To compose a low-floor urban bus dynamic and mathematical models, perform system modeling based on experimentally founded shock absorbers' non linear damping coefficients and evaluate driving parameters influence on comfortability. Perform the comparison of the modeling results using linear and non linear damping coefficients.
3. To perform experimental oscillatory measurements of the significant points of the low-floor urban bus suspension and body and assess various excitation conditions influence on comfortability. To verify conformity of the theoretical and experimental results.
4. To adapt the experimental modal analysis test method to a low-floor urban bus. To analyze the results of the experimental modal analysis and adapt them to determine dynamic properties.
5. To create a covariance model of the urban bus vibrational signal parameters. To perform analysis of oscillation parameters of various points of the urban bus.

The Research Methodology

Dissertation research is based on experimental and mathematical modeling methods. The work carries out theoretical studies that are based on principles of theoretical

mechanics, theory of vibration and movement dynamics, as well as analysis of Lithuanian and foreign scientists' accomplished works in this particular field. Basic statistical calculations were performed using the software package "Origin". Software package "Matlab" used for simulations in the second chapter of the thesis and for the calculations in chapter three according to the covariance model of vibrational signal parameter. Software package "Pulse" used for experimental research and analysis of the measurement results. The package "Origin" used for analysis of measurement results received when performing experimental studies.

The experimental material consists vibrations measuring system and damping elements characteristic data of the tested item. Experiment studies were carried out at joint stock company „Vilniaus viešasis transportas" and at Warsaw Automotive Industry Institute (Przemysłowy Instytut Motoryzacji, PIMOT, Poland). A certified stationary and portable Danish firm Brüel & Kjær oscillation parameters measuring equipment that meets the standard requirements of oscillation parameters measurement.

Scientific Novelty of the Thesis

In course of preparation of the thesis, the following results innovative for Transport Engineering science were obtained:

1. Changes of a low-floor urban bus body's and suspension's dynamic parameters under the influence of external and internal disturbances have been uncovered, assumptions, software and hardware tools for dynamic parameters evaluation of low-floor buses have been formed.
2. Dynamic model based on experimentally founded shock absorbers' non linear damping coefficients of a low-floor urban bus has been concluded and driving parameters influence on comfortability have been estimated.
3. Adapting the experimental modal analysis of low-floor urban bus body setting methodology of this type systems modal parameters has been concluded, whereby it is appropriate to assess the set modal parameters while operating and designing this type of vehicles.
4. Using experimental vibrational signal parameter covariance model, the changes of correlation between significant points' vibrational signal parameters of the bus suspension and body have been established.

Practical Value of the Research Findings

1. The issue of setting dynamic parameters of a low-floor urban bus inclusive hardware, software and methodological tools creation has been resolved.
2. Performed low-floor urban bus body's experimental modal analysis, which allows to evaluate the modal parameters of the body that can be used to predict modal parameters of a similar type of vehicle. According to the obtained mode shapes it could be seen linear and angular displacements of the parts of the body and the most heavily laden construction's sites and it could be provided assumptions for reduction of strains that cause dangerous bus movements.

3. Evaluation model of significant points vibrational signal parameters of a low-floor urban bus suspension and body has shown that pressure of the bus air springs and changes of the bus construction condition influence on vibrations strenght and their correlation have little impact.
4. The recommendations to joint stock company „Vilniaus viešasis transportas“ for low-floor urban bus exploitation as well as to enterprises designing them have been submitted.

Defended Statments

1. The use of designed dynamic parameter setting methodology for low-floor urban bus allows to increase the tests adequacy of performance parameters by mathematical modeling techniques.
2. A composed low-floor urban bus half model allows to assess the influence of changing damper characteristics of the shock absorbers and bus loads for dynamic parameters.
3. The method, based on experimental modal analysis of the body, allows to evaluate modal parameters of the body and identify linear and angular displacements of the body, making it possible to evaluate the relative movements between the major points of the bus.
4. Designed covariance model of vibrational signal parameter for low-floor buses significant suspension and frame points allows to establish a correlation change between relevant vibrational signals parameters.

Approval of the Research Findings

4 scientific papers on the subject of the thesis have been published: one paper have appeared in journal included in Thomson ISI list (Kilikevičienė *et al.* 2015); three papers – in other international database publications (Kemzūraitė *et al.* 2014, Žuraulis *et al.* 2013, Kemzūraitė *et al.* 2011).

The results of the research described in the Thesis were presented at three scientific conferences in Lithuania:

- at the Conferences of Young Scientists „Science – the Future of Lithuania“ held in the years 2012, 2013 in Vilnius;
- at the International Conferences „Transport Means 2011“ in Kaunas.

The results of the research described in the thesis were presented at two scientific conferences and seminars abroad:

- Seminar at Warsaw University of Technology, Institute of Vehicles on 25 January 2014;
- Seminar at Warsaw Automotive Industry and Motorization Institute (Poland) on 13 December 2013.

The Structure of the Thesis

The dissertation consists of introduction, three chapters and conclusions, references, the list of publications of the author on the topic, and 4 accessories. The work consists of 152 pages, not including appendices, 47 numbered formula used in the dissertation, 65 figures and 8 tables. When preparing the thesis 203 references have been used.

1. The analysis of experimental and computational methods of dynamic processes of vehicle construction elements

When increasing bus driving safety and comfort needs vibrations and their impact have growing influence. A number of new scientific and technical tasks must be resolved to evaluate the impact of vibrations for an urban bus. The dissertation focuses on a composite assessment of the changes of dynamic characteristics of urban low-floor bus together evaluating the changes of operating conditions and then provide with recommendations for urban bus design.

Chapter 1 revises the used literature. Moreover, it analyzes the ride quality – comfort settings and evaluations. Conclusions are drawn and the tasks of the dissertation are reconsidered at the end of the chapter.

2. The analytical research of low-floor bus dynamics

Chapter 2 introduces with analyzed dynamic and mathematical models as well as performed test system modelling. To achieve purpose has been made dynamic model of 1/2 bus system and performed simulation system excitation real amplitude values. The developed model of the 1/2 bus system allows to analyze characteristic and dangerous bus dynamic oscillations.

The research object is Mercedes Benz O405 low-floor bus. Bus daily mileage average is about 300 km. Shock absorbers replaced every 120 000 kilometers. The selected low-floor bus has typical characteristics a lot of manufacturers of low-floor bus. And the results of the research and obtained regularities can be adapted to other low-floor buses. Mercedes Benz O405 bus system consists of: wheels with tires – unsprung mass; suspension (shock absorbers, springs, air bags); frame; body – sprung mass.

Basic parameters of bus shown in Table S1.

It was concluded, the total of 1/2 low-floor bus, dynamic models. Low-floor bus dynamic model is shown in Figure S1.

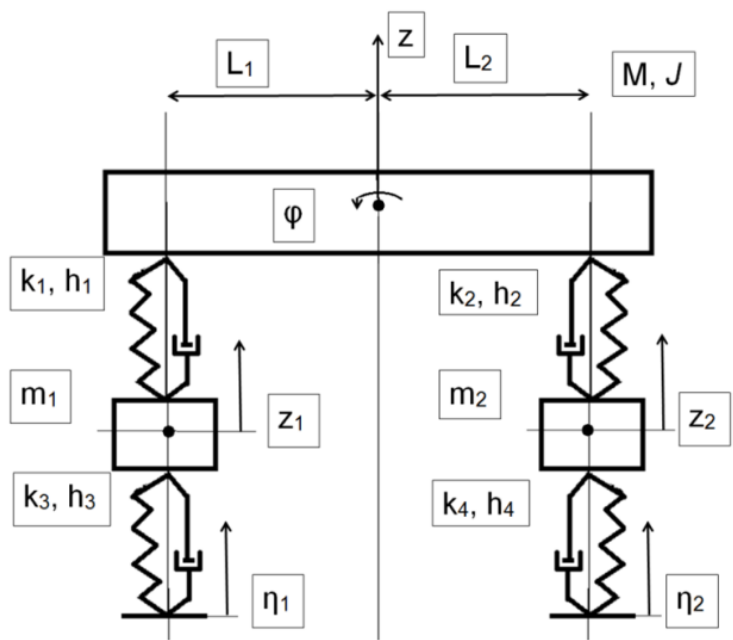


Fig. S1. The dynamic model of the half bus

Table S1. Data of the low-floor bus

Parameter	Empty bus	Half load	Full load
Bus body mass, kg	9250–9390	13116	17200
Bus body moment of Inertia J , kgm^2	124195	150024	175035
Front axle mass, kg	700	700	700
Rear axle mass, kg	1250	1250	1250
Front axle spring constant k_1 , N/m	560000	560000	560000
Front axle damping constant h_1 , Ns/m	5200	5200	5200
Rear axle spring constant k_2 , N/m	560000	560000	560000
Rear axle damping constant h_2 , Ns/m	5200	5200	5200
Tire spring constants k_3 and k_4 , N/m	921607	921607	921607
Tire damping constants h_3 and h_4 , Ns/m	800	800	800

The low-floor bus is a complicated system, for right evaluating of which dynamic researches should be performed. To derive differential equations of it is expedience to use the Lagrange equation of the second order:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{q}_i} \right) - \frac{dT}{dq_i} + \frac{d\Phi}{d\dot{q}} + \frac{d\Pi}{dq_i} = Q_i(t), \quad (S1)$$

where T , Π , Φ are the kinetic and potential energies and the dissipative function of the system, q , \dot{q} , \ddot{q} are displacements, velocities and accelerations, and $Q(t)$ is the external excitation forces.

The mathematical model of the total system will compose the system of differential equations of the second order and algebraic constraint equations:

$$[A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} = \{Q(t)\}, \quad (S2)$$

where $[A]$, $[B]$, $[C]$ are matrices of inertia, damping and rigidity; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ are vectors of displacements, velocities and accelerations, $\{Q(t)\}$ is the vector of external forces.

The system response to the most important excitation is shown in Figure S2. There are seen tree resonance's on frequency curves: the 1.81, 2.16 and 10.2 Hz.

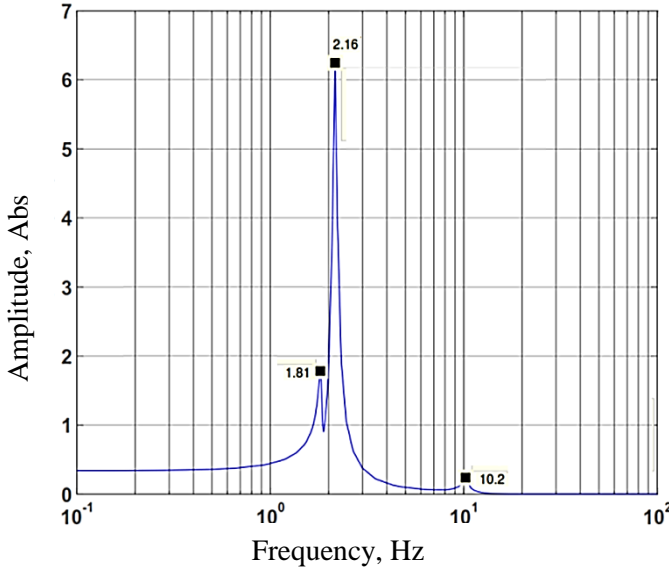


Fig. S2. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real stiffness and damping coefficients and when the bus is empty

3. The experimental research of low-floor bus suspension and body

Chapter 3 experimentally investigates vibrations of environment and elements of urban low-floor bus. Furthermore, low-floor bus experimental modal analysis is performed and covariance model of vibrational signal parameters of significant bus points is designed in this chapter.

The research quipment and methods. „Brüel & Kjær“ Vibration measurement instruments were used to measurement of vibration parameters. Figure S3 shows the equipment of vibration measurements: a). PC Dell, b) Movable measurement results processing equipment "3660-D", c) Seismic accelerometer 8344 (frequency range 0.2–3000 Hz, sensitivity 2500 mV/g), d) The dynamic excitation hammer with force sensor 8210, cause of impact excitation.



Fig. S3. The equipment of vibration measurements and analysis

Low-floor bus frame and suspension vibration of significant points were measured with the aim to determine the dynamic characteristics of the frame and suspension, which would show the properties of a bus as a system. The reaction of major points of low-floor urban bus mechanical design to external factors such as the influence of engine operation, impact excitation and suspension airbags of different pressures, has been

studied. In these studies, the bus components are seen as rigid and non-deformable, to say the characteristics of suppression system are being evaluated. To objectively evaluate the movement patterns of the bus components, 6 frame and 4 suspension points were measured (Fig. S4), which shows the movement patterns of the front of the bus, the middle and the end of it.

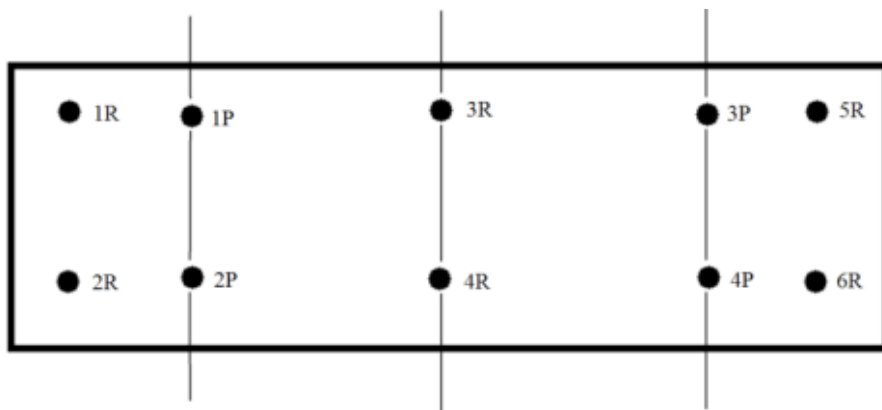


Fig. S4. The locations scheme of the bus frame and suspension measuring points (the bottom view of bus)

The results of measurements of the shock excitation of the middle of the bus presented in Figure S5. (when the suspension airbags pressure is 0.80 MPa).

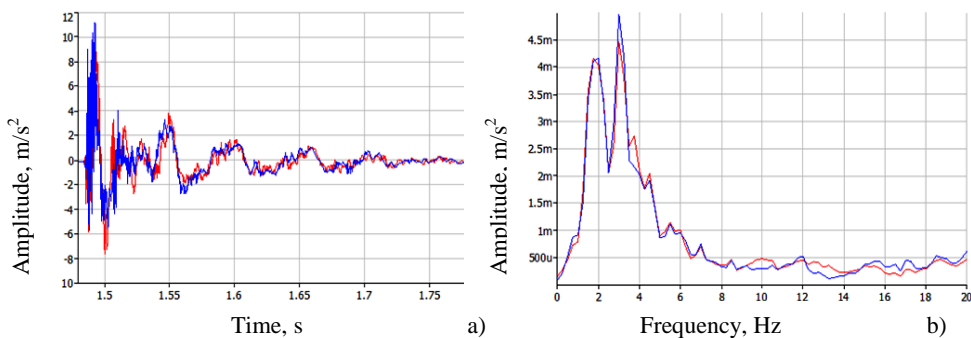


Fig. S5. The diagrams of time signal of absolute vibration (a) and spectral density of vertical acceleration amplitude (b) in the middle points of the frame (Fig. 5 above, the points 3R and 4R) upon shock excitation of the bus body centre (air pressure of 0.80 MPa)

Evaluating results in Figure S5, it was determined that the dominant values of the bus frame mid-point and the suspension acceleration amplitude occur at 1.82, 2.1 and 3.6 Hz, when the shock excitation is in the middle of the bus.

Assessing the results of the Chapter 2 the resonance frequencies have been determined as follows – 1.87, 2.21 and 10.6 Hz. So in terms of the bus frame midpoint we see two occurring frequencies which are 1.82 and 2.1 (during the experiment) and 1.87 and 2.21 (during modeling), which differ in 2.74 and 5.24 %. This shows that parameters used in model are well in line with the real ones.

Bus mechanical system vibration when driving mode. To determine how vibrations are being transmitted through the structure when driving the following measurements have been made: the response of the bus mechanical system to the road-induced excitation has been measured. A number of measuring: a bus ride of 10 km/h and 30 km/h; when subjected to a sudden stop; when the engine is started. The results obtained during experimental measurements show characteristics of transmitted oscillation through the bus system, to say, which frequency acceleration amplitude is hampered. During the experiments 4 points of the bus were measured: front suspension, rear suspension, mid-point of the frame and the point of the frame above the front suspension. The accelerometers of Brüel & Kjær were used while performing experimental measurements, 2 accelerometers 8341 (frequency range 0.3–10,000 Hz, sensitivity of 100 mV/g) were used for suspension oscillation measurement and 2 triaxial accelerometers 4506 (frequency range 0.6–3000 Hz, sensitivity of 100 mV/g) for frame oscillation measurement.

The measurement results when the bus drove 30 km/h are shown in Fig S6.

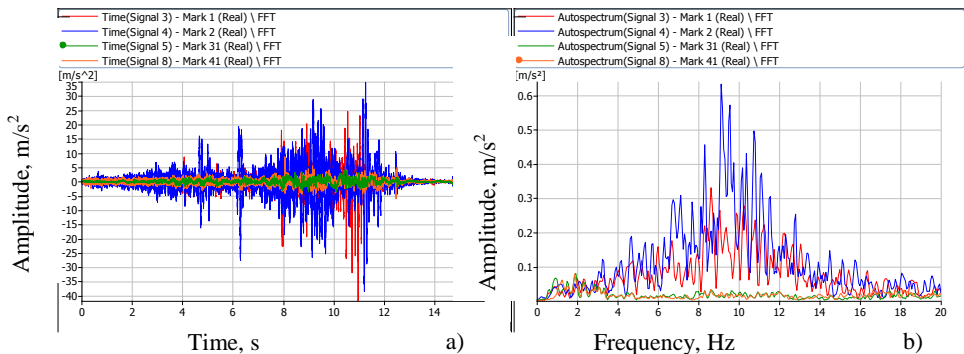


Fig. S6. The diagrams of time signal (a) and spectral density of vertical acceleration (b) in the points of the bus suspension (front – red, rear – blue) and bus body (in center of bus body –green, over front suspension – orange), when a bus traveling speed 30 km/h

Modal analysis of a low-floor urban bus mechanical design. Experimental measurements with external excitation were performed to investigate the vibrations of the bus structure.

The results obtained from experimental studies are presented in Figure S7, which is a graph showing frequency range 0–20 Hz.

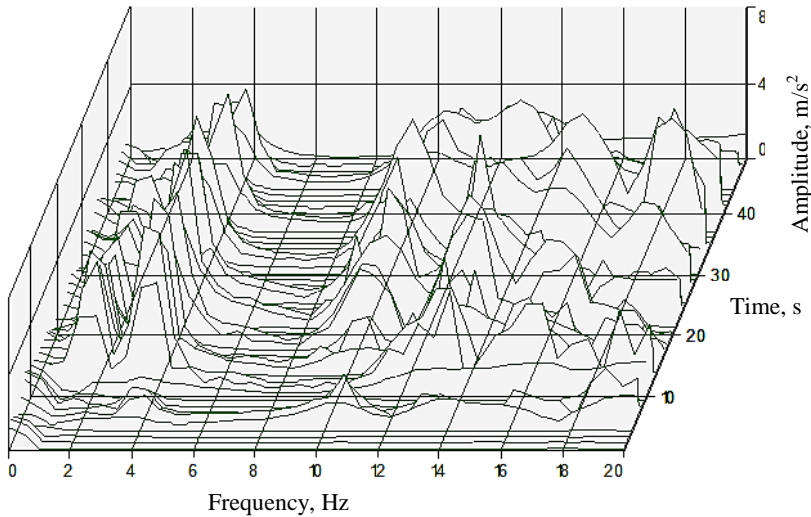


Fig. S7. A three-dimensional graph showing the bus mid-point (for modal analysis), frequency domain and the time dependence of the displacement amplitude

Modal analysis allows you to see linear and angular deformations of basic details, according to which you can assess the relative displacement between significant points of the bus. The analysis also permits to predict weak points of the structure and assumptions for the reduction of deformations that cause dangerous bus movements.

The vibration mode frequencies and attenuation coefficient values obtained during experimental modal analysis are given in Table S2.

Modal parameters shows typical structure (object) properties, which are independent of external excitation.

The first 5 modes and 8 mode shapes after experimental modal analysis are presented in Figure S8.

Done low-floor urban bus experimental modal analysis, which allows you to see the basic details of linear and angular deformities, according to assess the relative displacement between the bus significant points. Composed low-floor urban bus experimental modal analysis method allows you to see body parts linear and angular displacements, and can provide the most heavily laden construction sites and assumptions strains that cause dangerous bus movements reduction.

Table S2. Results of the modal analysis of the bus constructions

Mode No.	Frequency, Hz	The dampingcoefficient, %
1	1.99	1.96
2	2.16	2.197
3	3.81	0.806
4	8.89	0.671
5	9.31	2.687
6	13.18	2.921
7	15.91	2.172
8	16.75	0.566
9	18.69	1.498
10	20.67	2.335
11	25.1	1.269
12	28.35	1.178

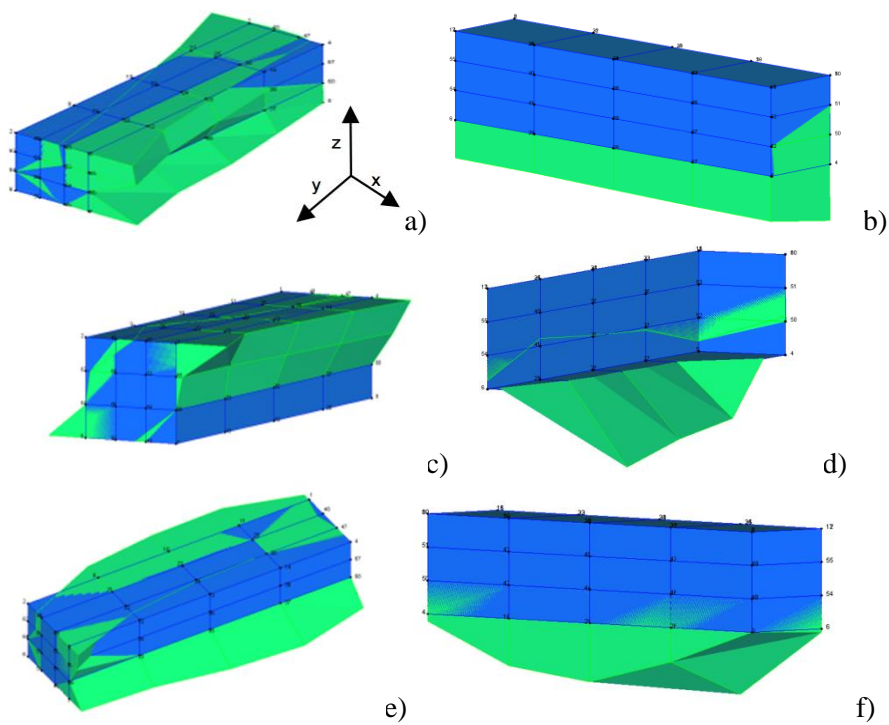


Fig. S8. Results of the modal analysis of the bus constructions

General Conclusions

1. Ride quality is used to describe the vehicle oscillation frequency range of 0–25 Hz. Ride comfort is defined as sensitivity of the frequency band resulting from the dominant amplitudes. The human body is very sensitive to vertical vibrations in the frequency range 4–8 Hz. Therefore, it is necessary to evaluate the bus suspension systems and their quality, reducing excitations arising from the road and other effects (engine, etc.).

2. The paper concluded a low-floor bus dynamic model. This model was also used to analyze the driving comfort. Once a low-floor urban bus mathematical model was created, computer experiment carried out on the model and checked by natural tests. It showed that after the bus system modeling, with real system stiffness and damping coefficients, determined amplitude – frequency characteristics, which got resonant frequencies – 1.81, 2.16 and 10.2 Hz (linear stiffness and damping coefficients) and 1.75 and 2.05 Hz (non linear stiffness and damping coefficients). Assessing the results of modeling and experimental (1.82, 2.1 and 11 Hz) shows that the discrepancy is 2.74, 5.24 and 3.77 %, respectively (linear stiffness and damping coefficients) and 4.0, 2.4 % respectively (non linear stiffness and damping coefficients). It shows that the parameters used in the model are well in line with the real ones.

3. Evaluating experimental measurement results of significant points of a low-floor urban bus it showed that in case of impact excitation dominant acceleration amplitude gets up to 20 Hz frequency in the vertical direction. In vertical direction the dominant acceleration amplitude of the mid-points of the bus frame highlights at 1.82, 2.1 and 17 Hz; respectively the dominant acceleration amplitude of bus suspension points highlights at 5.5, 7.5, 9, 11 and 13 Hz frequencies. Evaluating parameters of the oscillation established while driving established that acceleration values in the spectrum of frequencies are up to 0.14 m/s^2 (1 to 4 Hz) and up to 0.04 m/s^2 (4 to 25 Hz). Taking into account the comfort requirements acceleration value 0.14 m/s^2 indicates that vibrations of this level acting for a longer period of time than 8 hours significantly impair driving comfort.

4. Experimental modal analysis of a low-floor urban bus has been performed. Experimental modal analysis method composed and adapted to low-floor urban bus allows you to see linear and angular displacements of the parts of the body and can provide the most heavily laden construction's sites and assumptions for reduction of strains that cause dangerous bus movements. Evaluating the results of experimental modal analysis determined that 4 and 5 modes' resonance are very close to the engine speed to idle. 4 and 5 modes' resonant vibrations can cause the fatigue of the bus structure and poor ride quality for passengers. To solve this problem you need to change the structure stiffness and thereby increase the frequency of his own.

5. The analytical method of oscillation parameters of the urban bus points has been designed, which aims to identify the interdependencies of measurement results of the bus significant points received. Once the covariance model of vibrational signal parameter of an urban bus are composed and the calculation are performed you can make such conclusions:

5.1. Resumptive auto correlation and mutual covariance functions of vibro signals of the main points of bus mechanical design allows to establish a correlation changes between the data vector by vibro signals time quantization interval. It can be stated that the pressure of the bus air springs has almost no influence for the strength of vibro oscillation and the correlation between them.

5.2. The changes of the bus mechanical design condition have a little impact on the relevant points for the strength of vibro oscillation and the changes of their correlation.

6. The developed mathematical and experimental analysis methods of a low-floor urban bus may be used in a variety of such systems at the moment of design, operation to find the optimal dynamic parameters, damper characteristics and parameters values, while optimizing the parameters and management of pneumatic systems when statistical characteristics of the signals operating on the system are unknown.

Priedai¹

A priedas. Apžvalginės ir analitinės dalių papildoma informacija: amortizatorių tyrimai, modeliavimo rezultatai

B priedas. Eksperimentinės dalies papildoma informacija

C priedas. Bendraautorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje

D priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos

¹ Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje

Kristina KILIKEVIČIENĖ

ŽEMAGRINDŽIO AUTOBUSO
PAKABOS IR KĖBULO
DINAMINĖS SISTEMOS TYRIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
transporto inžinerija (03T)

RESEARCH OF THE DYNAMIC SYSTEM
OF THE LOW-FLOOR BUS
SUSPENSION AND BODY

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Transport Engineering (03T)

2015 12 23. 12,5 sp. I. Tiražas 20 egz.
Vilniaus Gedimino technikos universiteto
leidykla „Technika“,
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius,
<http://leidykla.vgtu.lt>
Spausdino BĮ UAB „Baltijos kopija“
Kareivių g. 13B, 09109 Vilnius